

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

Katedra energetiky

Studie pyrolýzního zpracování organického odpadu a energetické využití v oblasti  
KVET

Study of Processing Organic Wastes Pyrolysis and Energic and Usage in Terms of  
C. H. P

Student:

Tomáš Baránek

Vedoucí diplomové práce:

Doc. Ing. Jiří Míka, Csc.

2012

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Baránek**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: **Studie pyrolýzního zpracování organického odpadu a energetické využití  
v oblasti KVVET**  
**Study of Processing Organic Wastes Pyrolysis and Energetic Usage in  
Terms of C. H. P.**

### Zásady pro vypracování:

Proveďte rozbor možností zpracování organických odpadů, zejména pak zpracování pyrolýzou a energetické využití prostřednictvím výroby elektrické energie a tepla. V diplomové práci vypracujte: Způsoby zpracování organických odpadů a jejich energetické využití - výhody a nevýhody. Popis pyrolyzní jednotky a charakteristika vlastností pyrolyzního plynu. Výpočet fyzikálních a chemických vlastností pyrolyzního plynu. Využití pyrolyzního plynu v kogeneračních jednotkách. Návrh kogenerační jednotky se spalovacím motorem pro zadanou produkci pyrolyzního plynu. Výpočet oběhu se spalovací turbínou a výměníkem tepla spaliny – voda. Návrh oběhu kogenerační jednotky s protitlakovou parní turbínou. Návrh jednotek pro obě varianty s uvedením technických parametrů. Porovnejte palivoenergetickou náročnost zpracovaných dvou variant a produkci CO<sub>2</sub>.

Studie bude obsahovat:

1. Příslušné výpočty variant kogeneračních jednotek, návrh jednotek a jejich technické parametry.
2. Konstrukční návrh výměníku voda - voda a spaliny – voda kogenerační jednotky se spalovacím motorem.
3. Celkové schéma zařízení s kogeneračními jednotkami v obou variantách.

### Seznam doporučené odborné literatury:

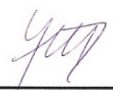
KYSELA, L., TOMČALA, J. *Spalovací motory I*. Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2003.  
KYSELA, L. *Využití druhotných energetických zdrojů. Poznámky k přednáškám*. Katedra energetiky.  
KRBEK, J., POLESNÝ, B. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Vydal PC – DIR Brno, 1999.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

#### Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ostrava

18. května 2012




---

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřou licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla naloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18.5.2012 .....

 .....

Tomáš Baránek

Tomáš Baránek  
Nad Vodárnou 2  
74 714 Ludgerovice

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BARÁNEK, T. Studie pyrolýzního zpracování organického odpadu a energetické využití v oblasti KVET. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2012, 87 s. Diplomová práce, vedoucí doc. Ing. Míka, J., Csc.

Diplomová práce se zabývá energetickým využitím pyrolýzního plynu. V úvodu práce je uveden rozbor vlastností pyrolýzního plynu. Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie se využívá v kogeneračních jednotkách se spalovacím motorem, spalovací turbínou a protitlakovou parní turbínou. Součástí diplomové práce je konstrukční návrh výměníku spaliny-voda. V závěru práce je porovnána palivoenergetická náročnost tří způsobů využití pyrolýzního plynu v kogeneračních jednotkách.

**Klíčová slova:** pyrolýzní plyn; spalovací turbína; spalovací motor; kogenerační jednotka; výměník tepla.

## ANNOTATION OF THESIS

BARÁNEK, T. Study of Processing Organic Wastes Pyrolysis and Energetic and Usage in Terms of C. H. P Ostrava: Department of Energy Engineering, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2012, 87 s. Thesis, head doc. Ing. Míka, J., Csc.

This diploma thesis deals with an energetic usage of pyrolysis gas. In the introduction of this work there is provided an analysis of features of pyrolysis gas. Combined production of heat and electrical energy is used in cogeneration units with a combustion engine, a combustion turbine and a backpressure steam turbine. Part of the diploma thesis is a structural design of flue gas – water exchanger. The conclusion of the work compares energy intensity of three ways how to use pyrolysis gas in the cogeneration units.

**Key words:** pyrolysis gas; combustion turbine; combustion engine; cogeneration unit; heat exchanger

## Obsah diplomové práce

<b>Seznam použitého značení, zkratk a jednotek</b>	<b>8</b>
<b>1. ÚVOD</b>	<b>11</b>
<b>2. DRUHOTNĚ ENERGETICKÉ ZDROJE</b>	<b>12</b>
2.1. Rozdělení druhotných energetických zdrojů	12
2.2. Tepelný rozklad formou pyrolýzy	14
2.3. Odpady vhodné k pyrolýznímu zpracování	15
2.4. Pyrolýzní jednotka	16
<b>3. TEORIE</b>	<b>17</b>
3.1. Výhřevnost pyrolýzního plynu	17
3.2. Množství spalovacího vzduchu	18
3.3. Množství a složení spalín	18
<b>4. KOGENERACE</b>	<b>21</b>
4.1. Druhy kogeneračních technologií	21
4.2. Výhody a nevýhody kogenerace	23
4.3. Kogenerace a vliv na životní prostředí	24
<b>5. NÁVRH KOGENERAČNÍ JEDNOTKY SE SPALOVACÍM MOTOREM</b>	<b>25</b>
5.1. Zdvihový objem	27
5.2. Komprese	27
5.3. Spalování	28
5.4. Expanze	30
5.5. Indikovaná práce oběhu	31
5.6. Parametry spalovacího motoru	34
<b>6. NÁVRH KOGENERAČNÍ JEDNOTKY SE SPALOVACÍ TURBÍNOU</b>	<b>35</b>
6.1. Vzduchový kompresor	37
6.2. Plynový kompresor	39
6.3. Spalovací komora	40
6.4. Výkon turbíny	41
6.5. Technické parametry spalovací turbíny	44
<b>7. NÁVRH KOGENERAČNÍ JEDNOTKY S PROTITLAKOVOU PARNÍ TURBÍNOU</b>	<b>46</b>

7.1. Parní kotel	47
7.2. Technické parametry protitlakové parní turbíny	49
<b>8. NÁVRH A VÝPOČET TRUBKOVÉHO VÝMĚNÍKU TEPLA</b>	<b>51</b>
8.1. Technické výpočty výměníku spaliny-vody	52
8.2. Návrh potrubí spaliny-voda	60
8.3. Návrh výměníku voda-voda	62
<b>9. VÝPOČET TRUBKOVÉHO VÝMĚNÍKU TEPLA ZA SPALOVACÍ TURBÍNOU</b>	<b>70</b>
9.1. Technické výpočty výměníku spaliny-vody	70
9.2. Návrh potrubí spaliny-voda	76
<b>10. POROVNÁNÍ PALIVOENERGETICKÉ NÁROČNOSTI TŘÍ VARIANT KOGENEREČNÍCH JEDNOTEK</b>	<b>78</b>
10.1. Oddělená výroba elektrické energie v kondenzační elektrárně	79
10.2. Využití pyrolýzního plynu v kogeneraci	81
<b>11. ZÁVĚR</b>	<b>84</b>
<b>12. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b>	<b>85</b>
<b>13. PŘÍLOHY</b>	<b>87</b>

## Seznam použitého značení, zkratek a jednotek

Značka	Popis	Jednotka
C	Korekce pro vodorovné trubky	1
C <sub>d</sub>	Korekce na průměr potrubí	1
C <sub>l</sub>	Korekce na poměrnou délku	1
C <sub>n</sub>	Korekce na uspořádání trubek	1
C <sub>t</sub>	Korekce na teplotu stěny	1
C <sub>z</sub>	Korekce na počet řad trubek	1
D	Průměr	m
L	Délka	m
P <sub>b</sub>	Výkon v palivu	kW
P <sub>el</sub>	Elektrický výkon	kW
P <sub>t</sub>	Tepelný výkon	kW
Pr	Prandtlovo číslo	1
Q <sub>i</sub>	Výhřevnost	$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Re	Reynoldsovo číslo	1
S	Plocha	$\text{m}^2$
S <sub>p</sub>	Průtočná plocha trubek	$\text{m}^2$
T	Termodynamická teplota	K
V <sub>CO2</sub>	Objemové množství CO <sub>2</sub> ve spalínách	$\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$
V <sub>H2O</sub>	Objemové množství H <sub>2</sub> O ve spalínách	$\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$
V <sub>N2</sub>	Objemové množství N <sub>2</sub> ve spalínách	$\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$
V <sub>O2</sub>	Objemové množství O <sub>2</sub> ve spalínách	$\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$
V <sub>p</sub>	Průtok vody	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
V <sub>pl</sub>	Množství plynu	$\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$
V <sub>sp</sub>	Množství spalín	$\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$
V <sub>vzd</sub>	Množství spalovacího vzduchu	$\text{m}_n^3 \cdot \text{m}_n^{-3}$



a	Měrná práce	$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
c	Měrná tepelná kapacita	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
d	Průměr potrubí	m
e	Modul teplárenské výroby	1
i	Entalpie	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
I	Počet trubek	1
k	Součinitel přestupu tepla (válcová stěna)	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
l	Délka trubky	m
$m_v$	Průtokové množství topné vody	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
n	Přebytek vzduchu	1
p	Tlak	Pa
t	Teplota Celsiova	$^{\circ}\text{C}$
w	Rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
$\varepsilon$	Tlakový poměr	1
$\eta$	Dynamická viskozita	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
$\kappa$	Adiabatický exponent	1
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$\rho$	Hustota	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

## Dolní indexy

$\text{CH}_4$	Metan
CO	Oxid uhelnatý
$\text{CO}_2$	Oxid uhličitý
$\text{C}_m\text{H}_n$	Uhlovodík
$\text{H}_2$	Vodík
$\text{H}_2\text{O}$	Voda
$\text{N}_2$	Dusík
$\text{O}_2$	Kyslík

PK	Plynový kompresor
SK	Spalovací komora
TR	Trubka
V	Výměník
VK	Vzduchový kompresor
e	Elektrický
g	Generátor
ie	Izoentropický
it	Izotermický
min	Minimální
pl	Plyn
sp	Spalin
stř	Střední
t	Tepelný
td	Termodynamická
v	Voda
vn	Vnitřní
vzd	Vzduch

# 1. ÚVOD

Diplomová práce se zabývá studii zpracování organických odpadů pyrolýzou a energetickým využitím v rámci kombinované výroby elektrické energie a tepla. První kapitole věnuji obecným rozdělením druhotných energetických zdrojů a jejím využitím. V další části diplomové práce popisuji pyrolýzní zpracování odpadu a řeším vhodné odpady ke zpracování.

V praktické části uvádím pomocí spalovacích rovnic výpočet fyzikálních a spalovacích vlastností zadaného pyrolýzního plynu. Nedílnou součástí mé práce je kombinovaná výroba elektrické energie a tepla. V této kapitole popisuji druhy kogeneračních technologií, výhody a nevýhody kogenerace. Krátce se zmíním jaký vliv má KVET na životní prostředí. Základem diplomové práce je návrh tří variant kogeneračních jednotek. První varianta na zadané množství pyrolýzního plynu je kogenerace se spalovacím motorem. V druhém případě navrhuji kogeneraci se spalovací turbínou a poslední variantou je kogenerace s protitlakovou parní turbínou. U všech tří návrhů uvádím technické parametry.

Pro kogenerační jednotky se spalovacím motorem navrhuji výměníky tepla spaliny-voda a voda-voda, které jsou v paralelním uspořádání. Konstrukční návrh výměníku pro spalovací motor a jeho výkresová dokumentace jsou součástí diplomové práce. Pro spalovací turbínu jsem navrhl výměník tepla spaliny-voda.

V závěru se zaměřuji na porovnání palivoenergetické náročnosti uvedených tří způsobů využití pyrolýzního plynu a produkce  $CO_2$  proti oddělené výrobě tepla a elektrické energie.

## **2. DRUHOTNÉ ENERGETICKÉ ZDROJE**

Podle [1]

Druhotný, sekundární zdroj energie vzniká jako vedlejší produkt technologie výroby nebo jiné lidské činnosti. Jelikož není tato energie vyrobena z primárních energetických zdrojů (PEZ), dochází k navýšení celkové efektivity energie. Proto je velmi účelné druhotné energetické zdroje využívat.

### **Výhody využití:**

- a) snižuje palivoenergetickou náročnost státu
- b) nahrazuje spotřebu PEZ. Jedná-li se o paliva, kde využití energie probíhá při spalování, nezatěžuje využíváním DEZ životní prostředí škodlivými emisemi.
- c) druhotné energetické zdroje mi představují ekonomické úspory.

### **2.1 Rozdělení druhotných energetických zdrojů**

Podle[1]

Rozdělení podle druhu nositele:

- a) chemicky vázaná energie v odpadních palivech a odpadech z technologických procesů.
- b) citelné-fyzické teplo odpadních látek.
- c) potenciální energie plyných, kapalných látek.

### **Způsoby zpracování DEZ**

Druhotné energetické zdroje rozdělujeme podle druhu odpadu na pevné, kapalné plyné.

#### **Pevné odpady:**

- a) odpad minerální – vzniká např. při úpravě fosilních paliv (těžba uhlí)
- b) odpad organického původu-jedná se především o odpad při zemědělské výrobě (sláma, kejda), v dřevařské výrobě, skládky komunálního odpadu a také v čistírnách odpadních vod

## **Způsoby využití:**

### **1) Spalování odpadů a následné využití teplené energie**

Proces se provádí ve spalovnách odpadů. Zařízení má dvě hlavní části. V čistírně odpadních vod dochází k odstranění nečistot v lapači štěrku, lapači písku a sedimentační nádrži, kde kal se po zahuštění a odstředění vede do spalovny s fluidním topeništěm. Vzniklé teplo se využívá na výrobu páry. V druhé části zařízení se likvidují pevné komunální odpady, které se dopravují do rotační pece. Vyrobená pára v obou zařízeních se používá k expanzi v protitlaké parní turbíně a k výrobě elektrické energie. Spaliny se po prvním stupni čištění v elektrofiltrech vedou do mokrého čištění (venturiho pračka). Čisté spaliny odcházejí komínem do atmosféry.

### **2) Biologický rozklad bez přístupu vzduchu**

Jde o proces, který v přírodě probíhá za přítomnosti bakterií. Probíhá např. na dně rybníka v bažinách a také v žaludku přežvýkavců. V průmyslu se uplatňuje tento proces v ocelovém reaktoru, ve kterém je teplota okolo 35 až 50°C za přítomnosti anaerobních bakterií. Proces bývá mokrá nebo suchý. V čistírnách městských odpadních vod, skládkách a živočišné výrobě vzniká anaerobní biologický rozklad. Bioplyn, který z procesu vznikl, můžeme využít prostřednictvím kogeneračních jednotek nebo použijeme přímé spalování v kotlích (starší metoda). Hlavní složkou bioplynu je metan.

### **3) Teplený rozklad – zplyňování, pyrolýza**

#### **a) Zplyňování biomasy**

Používá se převážně odpadní dřevní hmota, sláma a štěpka. Při teplotě asi 500°C se biomasa s omezeným přístupem vzduchu zahřívá. Při tomto procesu vzniká dehet, který je nutno odstranit z bioplynu. Dále vzniká dřevní plyn (energoplyn). Tato technologie je známa už spoustu let. Již ve druhé světové válce, kde bylo omezené množství ropy, využívaly nákladní automobily generátor na dřevoplyn a motor na tento plyn.

## **b) Pyrolýza**

Ve své diplomové práci se také zabývám problematikou pyrolýzy. Jedná se o zpracování odpadu bez přístupu vzduchu. Viz kapitola 2.4

### **Kapalné odpady:**

Mezi kapalné odpady řadíme především oleje ze strojírenské výroby, použité mazací oleje a produkty chemického průmyslu. Spalování kapalného odpadu probíhá v rotačních pecích. Stále častěji se uvažuje o možnosti využití v kogeneračních jednotkách

### **Plynné odpady:**

Především se jedná o topné a procesní plyny, které se spalují v kotlích nebo v jiných technologických procesech (např. v hutních závodech). Mezi využití odpadních plynů patří vysokopecní plyn, koksárenský a konvektorový plyn.

## **2.2 Tepelný rozklad formou pyrolýzy**

Jde o fyzikálně-chemický děj, který zařazujeme do skupiny relativně širokých termických procesů. Pyrolýza nebo odplynění probíhá při zpracování odpadů bez přístupu vzduchu. Jedná se o starý druh technologie, který se používal v minulosti ve výrobě dřevního uhlí v milířích. Při teplotě okolo 500°C dochází k zahřívání dřevní hmoty biomasy. Bez přístupu vzduchu se odstraní prchavé látky a vzniká dřevní uhlí, které bylo následně využíváno pro topení a technologické účely. Bioplyn vyrobený pyrolýzou má vyšší výhřevnost než bioplyn získaný zplyňováním. Při výrobě pyrolýzního plynu vzniká méně nežádoucích škodlivých látek, jde o NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub> a dioxiny. Oxidy těžkých kovů jsou vázány na pevný zbytek a nejsou obsaženy v plynu a následně ve spalinách. Pyrolýzou se zpracovávají odpady, které se spalují velmi obtížně.

### **Termické procesy rozdělujeme do dvou kategorií:**

**1. Procesy oxidativní** – v reakčním prostoru je obsah kyslíku stechiometrický nebo vyšší vzhledem ke zpracovávanému materiálu, jedná se o nízkoteplotní a vysokoteplotní spalování

**2. Procesy reduktivní** – v reakčním prostoru je obsah kyslíku nulový nebo substechiometrický

Pyrolýzou je míněn termický rozklad organických materiálů za nepřístupu médií obsahujících kyslík. Podstatou pyrolýzy je ohřev materiálu nad mez termické stability přítomných organických sloučenin. Dochází ke štěpení až na stálé nízkomolekulární produkty a tuhý zbytek. Z technologického hlediska lze pyrolýzní procesy dále rozdělit dle dosahované teploty:

- nízkoteplotní ( $< 500\text{ }^{\circ}\text{C}$ )
- středněteplotní ( $500 - 800^{\circ}\text{C}$ )
- vysokoteplotní ( $> 800\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

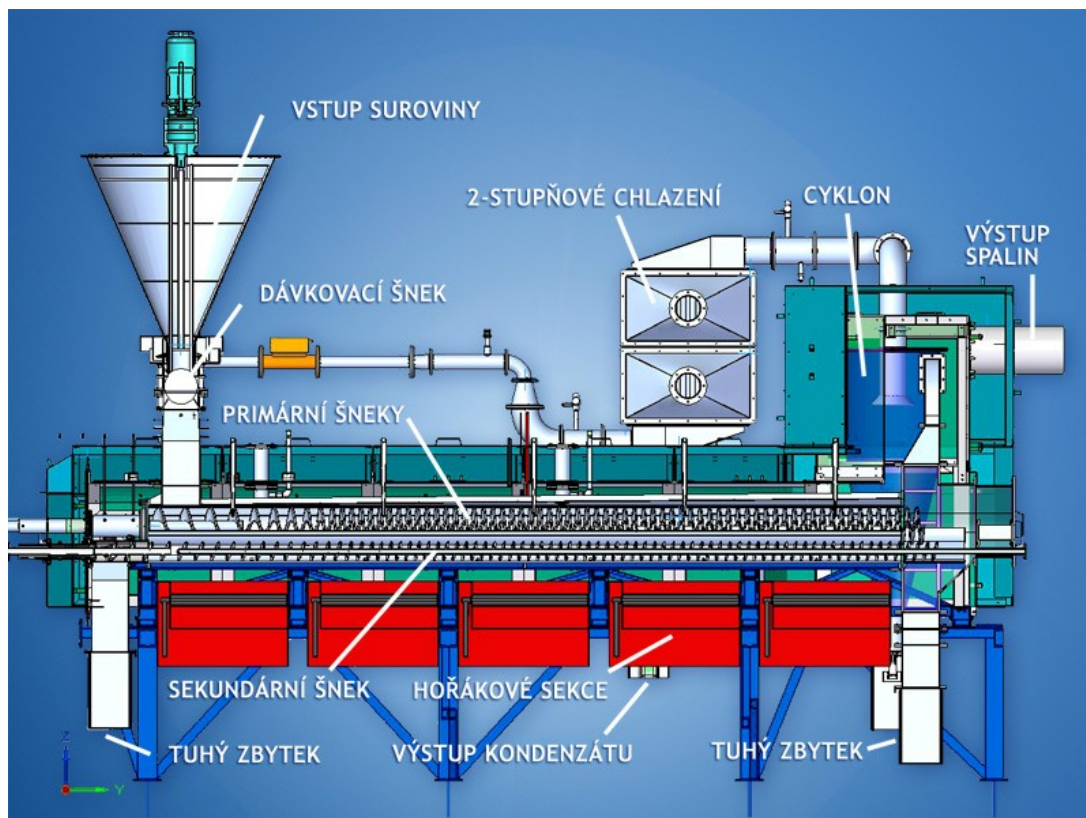
## 2.3 Odpady vhodné k pyrolýznímu zpracování

Podle [8]

Zpracovávat lze obecně materiál obsahující organickou složku. Hlavním faktorem procesu jsou vlastnosti daného materiálu. Během procesu je důležité mít přehled o chování materiálu a vlivu provozních podmínek.

- **ostatní kaly** – vznikající především z praní a čištění, z čištění odpadních vod, z dekarbonizace, ze septiků a žump a jiné kaly nezařazené mezi nebezpečný odpad
- **kaly klasifikované jako nebezpečné**
  - kaly ze dna nádrží na ropné látky
  - kaly z čištění odpadních vod
  - kaly z barev nebo z laků obsahující organická rozpouštědla nebo jiné nebezpečné látky
  - kaly z biologického čištění průmyslových odpadních vod obsahující nebezpečné látky a z jiných způsobů čištění průmyslových odpadních vod
- **brusné kaly**
- **pneumatiky** – značíme jako ostatní odpad
- **různé druhy olejů**
- **tříděné komunální odpady**

## 2.4 Zařízení na pyrolýzní zpracování odpadu-PYROMATIC



(obrázek č. 1) [8]

Zařízení slouží ke zplyňování a bezodpadovému zpracování tříděných odpadů. Při procesu dochází k rozložení organické hmoty na tři fáze – plynnou, kapalnou, tuhou.

„Nejedná se o spalování odpadů. Velikost i konstrukce zařízení se liší dle zpracovávaných vstupů, objem vsázky od 50 kg/hod do 2 500 kg/hod. K dispozici tři varianty technologie (objem zpracovaného odpadu do 500, 1000 a do 2500 kg odpadu/hod). Jde o automatizovaný provoz a bezproblémové emise. Dlouhá životnost zařízení a rychlá návratnost investice. Využitím plynů v kogenerační jednotce lze vyrábět elektrickou energii a tím dosáhneme nejen energetickou nezávislost, ale i vysokou výnosnost investice.“ [1]

**VSTUPY:** Pneumatiky, plasty a tříděný odpad, biomasa (dřevní štěpka, seno), biologický odpad (nemocniční), koks, kaly, nízkoenergetické uhlí

**VÝSTUPY:** pyrolýzní plyny, syntézní plyny-energoplyn, pyrolýzní koks, dřevěné uhlí, uhlík, kapalně uhlovodíky, biooleje, dehet, tepelná energie



### 3. VÝPOČET FYZIKÁLNÍCH SPALOVACÍCH VLASTNOSTÍ PYROLÝZNÍHO PLYNU

Složení pyrolýzního plynu podle zadavatele:

Složka paliva	Pyrolýzní plyn [%]
$CH_4$	8,7
$C_nH_m$	20,5
$CO$	7,7
$H_2$	33,6
$O_2$	3,5
$CO_2$	12,8
$N_2$	13,2
$H_2O$	0

(Tabulka č. 1)

#### 3.1 Výhřevnost pyrolýzního plynu podle zadaného složení

$$Q_{iPal} = Q_{iCH_4} \cdot \omega_{CH_4} + Q_{iCnHm} \cdot \omega_{CnHm} + Q_{iCO} \cdot \omega_{CO} + Q_{iH_2} \cdot \omega_{H_2}$$

$$Q_{iPal} = 35880 \cdot 0,087 + 62048 \cdot 0,205 + 12635 \cdot 0,077 + 10785 \cdot 0,336 = 20438,1 \left[ kJ / m^3 \right] \quad (3.1)$$

Výhřevnost složek:

Složka	Výhřevnost $\left[ kJ / m^3 \right]$
$CH_4$	35800
$C_nH_m$	62048
$CO$	12635
$H_2$	10782

(Tabulka č. 2)

### 3.2 Množství spalovacího vzduchu

Teoretické množství kyslíku:

$$\begin{aligned}O_{2,t} &= 0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 2 \cdot CH_4 + 3,8 \cdot C_n H_m - O_2 \\O_{2,t} &= 0,5 \cdot 0,077 + 0,5 \cdot 0,336 + 2 \cdot 0,087 + 3,8 \cdot 0,205 - 0,035 = 1,125[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]\end{aligned}\quad (3.2)$$

Teoretické množství vzduchu:

$$V_{vz,t}^s = \frac{O_{2,t}}{0,21} = \frac{1,125}{0,21} 5,357[m_N^3 \cdot m_N^{-3}] \quad (3.3)$$

Skutečné množství vzduchu suchého:

$$V_{vz,sk}^s = n \cdot V_{vz,t}^s = 1,6 \cdot 5,357 = 8,571[m_N^3 \cdot m_N^{-3}] \quad (3.4)$$

Skutečné množství vzduchu vlhkého:

$$V_{vz,sk}^v = \nu \cdot V_{vz,t}^s = 1,03 \cdot 8,571 = 8,828[m_N^3 \cdot m_N^{-3}] \quad (3.5)$$

### 3.3 Množství a složení spalín

Teoretické množství spalín suchých:

$$\begin{aligned}V_{sp,t}^s &= V_{CO_2} + V_{N_2} + 0,79 \cdot V_{vz,t}^s \\V_{sp,t}^s &= 0,825 + 0,132 + 0,79 \cdot 5,357 = 5,189[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]\end{aligned}\quad (3.6)$$

$$\begin{aligned}V_{CO_2} &= CO + CO_2 + CH_4 + 2,6 \cdot C_n H_m = 0,077 + 0,128 + 0,087 + 2,6 \cdot 0,205 \\V_{CO_2} &= 0,825[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]\end{aligned}\quad (3.7)$$

$$V_{N_2} = N_2 \left[ m_N^3 / m_N^3 \right]$$

Skutečné množství spalín suchých:

$$\begin{aligned}V_{sp,sk}^s &= V_{sp,t}^s + (n-1) \cdot V_{vz,t}^s \\V_{sp,sk}^s &= 5,189 + (1,6-1) \cdot 5,357 = 8,403[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]\end{aligned}\quad (3.8)$$

Skutečné množství spalín vlhkých:

$$\begin{aligned}V_{sp,sk}^v &= V_{sp,t}^s + V_{H_2O} \\V_{sp,sk}^v &= 8,403 + 1,002 = 9,405[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]\end{aligned}\quad (3.9)$$

Složení suchých spalin:

$$\omega CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp,sk}^s} \cdot 100 = \frac{0,825}{8,403} \cdot 100 = 9,82\% \quad (3.10)$$

$$\omega O_2 = \frac{V_{O_2}}{V_{sp,sk}^s} \cdot 100 = \frac{0,675}{8,403} \cdot 100 = 8,03\% \quad (3.11)$$

$$V_{O_2} = 0,21(n-1) \cdot V_{vz,t}^s = 0,21(1,6-1) \cdot 5,357 = 0,675 [m_N^3 / m_N^3] \quad (3.12)$$

$$\omega N_2 = \frac{V_{N_2}}{V_{sp,sk}^s} \cdot 100 = \frac{6,903}{8,403} \cdot 100 = 82,15\% \quad (3.13)$$

$$V_{N_2} = N_2 + 0,79 \cdot V_{vz,sk}^s = 0,132 + 0,79 \cdot 8,571 = 6,903 [m_N^3 / m_N^3] \quad (3.14)$$

Složení vlhkých spalin:

$$\omega CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp,sk}^v} \cdot 100 = \frac{0,825}{9,405} \cdot 100 = 8,77\% \quad (3.15)$$

$$V_{CO_2} = CO + CO_2 + CH_4 + 2,6 \cdot C_n H_m = 0,077 + 0,128 + 0,087 + 2,6 \cdot 0,205 \\ V_{CO_2} = 0,825 [m_N^3 \cdot m_N^{-3}] \quad (3.16)$$

$$\omega O_2 = \frac{V_{O_2}}{V_{sp,sk}^v} \cdot 100 = \frac{0,675}{9,405} \cdot 100 = 7,18\%$$

$$V_{O_2} = 0,21(n-1) \cdot V_{vz,t}^s = 0,21(1,6-1) \cdot 5,357 = 0,675 [m_N^3 / m_N^3] \quad (3.17)$$

$$\omega N_2 = \frac{V_{N_2}}{V_{sp,sk}^v} \cdot 100 = \frac{6,903}{9,405} \cdot 100 = 73,4\% \quad (3.18)$$

$$V_{N_2} = N_2 + 0,79 \cdot V_{vz,sk}^s = 0,132 + 0,79 \cdot 8,571 = 6,903 [m_N^3 / m_N^3] \quad (3.19)$$

$$\omega H_2O = \frac{V_{H_2O}}{V_{sp,sk}^v} \cdot 100 = \frac{1,002}{9,405} \cdot 100 = 10,65\% \quad (3.20)$$

### Vypočtené fyzikální vlastnosti pyrolýzního plynu

NÁZEV	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
Teoretické množství kyslíku	$O_{2,t}$	1,125	$[m_N^3 / m_N^3]$
Teoretické množství vzduchu	$V_{vz,t}$	5,357	$[m_N^3 / m_N^3]$
Teoretické množství suchých spalín	$V_{sp,t}^s$	5,189	$[m_N^3 / m_N^3]$
Skutečné množství vzduchu	$V_{vz,sk}^s$	8,571	$[m_N^3 / m_N^3]$
Skutečné množství suchých spalín	$V_{sp,sk}^s$	8,403	$[m_N^3 / m_N^3]$
Skutečné množství vlhkých spalín	$V_{sp,sk}^v$	9,405	$[m_N^3 / m_N^3]$
Výhřevnost paliva	$Q_i$	20438,1	$[kJ / m_N^3]$
Oxid uhličitý	$\omega_{CO_2}$	8,77	$[\%]$
Vodní pára	$\omega_{H_2O}$	10,65	$[\%]$
Dusík	$\omega_{N_2}$	73,4	$[\%]$
Kyslík	$\omega_{O_2}$	7,18	$[\%]$

(Tabulka č. 3)

## 4. KOGENERACE

Podle [4, 5]

Pojem kogenerace znamená kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla. Proces přeměny energie je z paliva uveden tak, že nejprve se využije vysokopotenciální tepelná energie k vykonání práce a teprve potom se pracovní látka o nižší teplotě využije pro pokrytí potřeb tepla. V odborné literatuře se u nás setkáváme se zkratkou KVET (kombinovaná výroba elektřiny a tepla). Kogenerace se používá pro snížení spotřeby primárních energetických zdrojů při dodávce spotřebitelem požadovaného tepla a elektrické energie. Při snížení spotřeby dochází ke zmenšení škodlivých emisí, které vznikají při transformaci primárně energetických zdrojů do požadovaných forem energií.

### 4.1 Druhy kogeneračních technologií:

Podle [5]

Každý kogenerační zdroj se skládá ze čtyř základních částí:

- a) motorů (slouží jako pohonná jednotka)
- b) elektrického alternátoru včetně zařízení pro připojení na spotřebitelskou a veřejnou síť
- c) kotle, výměníky tepla s propojením do rozvodné sítě
- d) kontrolního a řídicího systému

**Nejčastěji používaný pohon v kogeneračních jednotkách:**

- a) parní turbíny
- b) spalovací turbíny
- c) spalovací motory
- d) paroplynová zařízení

**Hlavní oblasti kogeneračních jednotek:**

- a) Malé kogenerační zařízení, které jsou využity převážně pro vytápění budov. Pro tento způsob se využívají spalovací motory technologické novinky jako např. Stirlingovy motory, mikroturbíny a palivové články

- b) Kogenerační zařízení menších průmyslových podniků
- c) Velká kogenerační zařízení k výrobě vodní páry o vyšších parametrech. Využití především v průmyslových aplikacích a při vytápění velkých komplexů budov. (založena na principu parních, spalovacích turbín nebo spalovacích motorů velkých výkonů)
- d) Velké zařízení teplárny nebo spalovny, kde probíhá centralizované zásobování teplem. (parní turbíny středního a velkého výkonu, spalovací turbíny paroplynového zapojení)

**Charakteristické vlastnosti základních druhů kogeneračního zařízení:**

Pohonná jednotka	Používané palivo	Rozsah výkonů	Modul teploty výstupu elektřiny	Elektrická účinnost [%]	Celková účinnost [%]	Forma tepla
Odběrová parní turbína	libovolné	5–300	0,2-0,4*)	10–30	78 – 88	NT pára HV
Protitlaková parní turbína	libovolné	0,1-100	0,1-0,4	7–20	75–88	NT pára HV
Spalovací turbína	Zemní plyn lehký topný olej, bioplyn produkty zplyňování	1–250	0,4-1,2	25–48	75–90	TV HV pára NT, VT
Paroplynové zařízení	Zemní plyn lehký topný olej, bioplyn produkty zplyňování	10–400	0,8-2,0	35–60	85 – 90	TV HV pára NT, VT
Spalovací motor	Zemní plyn lehký topný olej, bioplyn produkty zplyňování	0,01-10	0,5-1,1	25–45	75–92	TV HV pára NT
Parní motor	biopaliva	0,02-1	0,1-0,3	10–25	70–80	TV
Stirlingův motor	Zemní plyn biopalivo	0,001-0,03	0,3-0,7	20–40	70–80	TV

(tabulka č. 4) [4]

## 4.2 Výhody a nevýhody kogenerace

Podle [5]

### Výhody:

- 1) **Využití odpadního tepla**
- 2) **Použití libovolného paliva**
- 3) **Úspora paliva** (při výrobě elektrické energie a tepla kogenerací dochází k 40 % úspoře paliva)
- 4) **Vysoká celková účinnost kogeneračního zdroje energie**
- 5) **Teplo může být dodáváno v libovolné formě** (horká voda, pára VT i NT)
- 6) **Velký rozsah jednotkových výkonů**
- 7) **Minimalizace nákladů na rozvod energie**
- 8) **Ekologický způsob výroby** (nízká produkce škodlivin ve srovnání s uhlím)
- 9) **Využití kogeneračních jednotek ve všech oborech lidské činnosti** (např. nemocnice, průmyslové podniky, školy, hotely atd.)
- 10) **Výroba chladu** (vyrobené teplo můžeme využít pomocí absorpčních výměníků k výrobě chladu pro technologické účely nebo klimatizaci objektu. Při výrobě chladu se jedná o tzv. trigeneraci, kombinovanou výrobu elektrické energie, tepla a chladu)
- 11) **Velká životnost zařízení**

### Nevýhody:

- 1) **Vysoké investiční náklady**
- 2) **Malý poměr elektrického a tepelného výkonu**
- 3) **Velice hlučné** (je důležité zajistit ochranu proti hluku pomocí krytů, izolace strojovny)
- 4) **Návratnost investic** (vložené finanční prostředky jsou závislé na výrobě elektrické energie a tepla)
- 5) **Velké požadavky na zastavěnou plochu pro kogenerační zařízení**
- 6) **Pomalé najíždění a složitá změna výkonu**

### 4.3 Kogenerace a vliv na životní prostředí

Podle[4, 5]

Z hlediska emisí jsou kogenerační jednotky velmi výhodné, vyhovují příslušné normě. „Oproti rozdělenému způsobu výroby tepla a elektřiny výrazně snižují celkovou velikost emisí  $SO_2$ ,  $NO_x$ ,  $CO$ , prachu, ale i  $CO_2$  a to v důsledku snížení spotřeby PEZ a plynofikací výroby elektřiny“[5]. Oxid uhličitý  $CO_2$ , který podporuje skleníkový efekt, vzniká při spalování fosilních paliv. Při spalování za vysokých teplot vznikají oxidy dusíku. Příliš vysokým chlazením plamene a nedostatečnou oxidací se uvolňuje oxid uhelnatý. Použitím kogenerace docílíme úspory paliva, což znamená i úměrné snížení hmotnostních toků vypouštěných škodlivin. K omezení emisí z kogeneračních jednotek použijeme primární nebo sekundární opatření.

K primárním opatřením náleží úpravy motorů, což obnáší optimalizaci pracovního prostoru válce a provozní opatření, kde snížíme zátěž motoru nebo zvýšíme přebytek vzduchu. Jedná se o spalování nové generace. Motory jsou pak schopny bez katalyzátoru splnit požadované emisní limity.

K sekundárnímu opatření patří zařazení katalyzátoru. Jednocestné katalyzátory používáme u malých zařízení. U větších a složitějších jednotek se setkáváme s trojcestným regulovaným oxidačním katalyzátorem, pomocí kterého snižujeme obsah  $NO_x$ ,  $CO$  i HC. Selektivní katalytickou redukci oxidů dusíku pomocí čpavku ( $NH_3$ ) používáme pro zařízení velkého výkonu např. elektrárenské bloky.

**V diplomové práci se zabývám podle zadání těmito způsoby využití pyrolýzního plynu.**

- a) Návrh kogenerační jednotky se spalovacím motorem
- b) Návrh kogenerační jednotky se spalovací turbínou
- c) Návrh kogenerační jednotky s protitlakovou parní turbínou



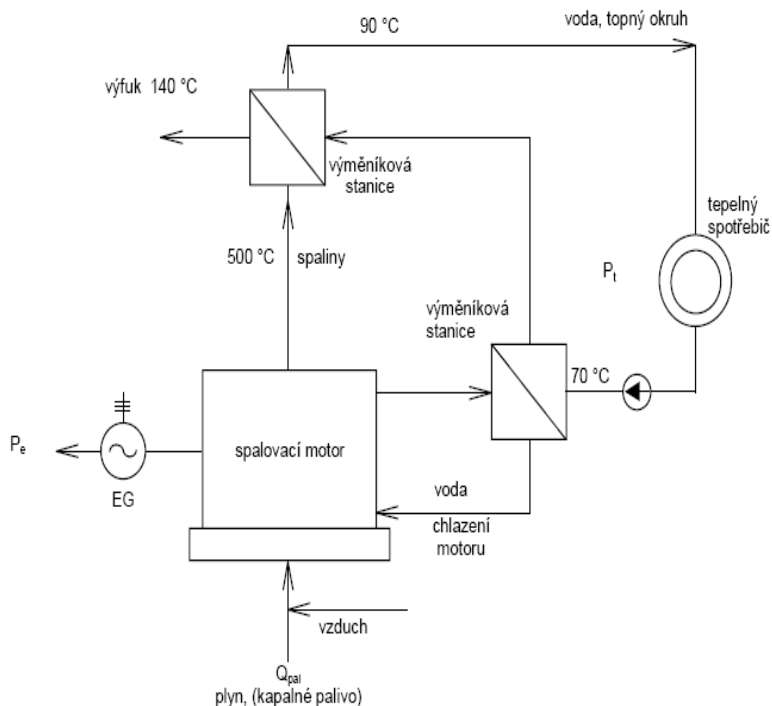
## 5. NÁVRH KOGENERAČNÍ JEDNOTKY SE SPALOVACÍM MOTOREM

Podle [2, 5]

Spalovací motor je tepelný stroj velmi vhodný k teplárenskému využití. Skládá se ze zážehového spalovacího motoru, který pohání generátor vyrábějící elektřinu, a z výměníků pro využití odpadního tepla z motoru. Odpadní teplo z motoru je odváděno pomocí dvou výměníků na dvou teplotních úrovních. První výměník odvádí teplo z bloku motoru a z oleje na úrovni cca (80–90°C). Druhý výměník odvádí teplo z odcházejících výfukových spalin o teplotě cca (400–500°C). Výměníky jsou z hlediska průtoku teponosného média zapojeny do série. Ohřev sekundární otopné vody je nečastěji stavěn na teplotu topné a vratné vody (90/70°C).

Jedná se o **první variantu** řešení kogenerace v diplomové práci. Navrhl jsem jednotku TEDOM 260 CATERPILLAR. V této kapitole řeším, zda vybraná jednotka pro zadanou produkci pyrolýzního plynu bude vyhovovat.

**Schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem**



(schéma č. 1) [2]

**Zadané hodnoty:**

<b>Motor firmy</b>	<b>TEDOM</b>
<b>Typ motoru</b>	260 CAT
<b>Druh motoru</b>	Zážehový
<b>Přívod vzduchu</b>	Přeplňovaný
<b>Palivo</b>	Zemní plyn
<b>Počet válců</b>	8
<b>Průměr</b>	137[mm]
<b>Zdvih</b>	152[mm]
<b>Zdvihový objem</b>	18[ $dm^3$ ]
<b>Otáčky</b>	1500 [ $min^{-3}$ ]
<b>Kompresní</b>	11

(tabulka č. 5)

(Hodnoty jsou převzaty z firemních podkladů firmy TEDOM)

<b>Zvolené hodnoty oběhu</b>			
Teplota za normálních podmínek	$T_n$	$K$	273,15
Tlak za normálních podmínek	$p_n$	$^{\circ}C$	101325
Teplota nasávané směsi	$t_0$	$^{\circ}C$	40
Teplota na konci sání	$t_1$	$^{\circ}C$	40
Tlak nasávané směsi	$p_o$	$Pa$	20000
Tlak na konci sání	$p_1$	$Pa$	20000
Exponent polytropy komprese	$n_k$	-	1,37
Exponent polytropy expanze	$n_e$	-	1,42
Objemová účinnost	$\eta_v$	-	0,85
Účinnost spalování	$\eta_{ch}$	-	1
Účinnost generátoru	$\eta_G$	-	0,96
Mechanická účinnost	$\eta_m$	-	0,82
Stupeň vyhoření paliva	$X$	-	0,8
Podíl tepla odvedeného chlazením	$X_{cl}$	-	0,3

Koeficient odvodu tepla	$X_s$	-	0,2
Koeficient odvodu tepla – výfuk	$X_v$	-	0,1
Tlak ve výfuku	$p_0$	$Pa$	250000

(tabulka č. 6)

**Vypočtené hodnoty:** viz kapitola 3

- Teoretické množství spalovacího vzduchu  $V_{vz,t} = 5,357[m_N^3 / m_N^3]$
- Teoretické množství spalín  $V_{sp,t}^s = 5,189[m_N^3 / m_N^3]$
- Přebytek vzduchu  $n = 1,6 [-]$  (zvoleno pro návrh spalovacího motoru)
- Výhřevnost paliva  $Q_i = 20438,055[kJ / m_N^3]$

**Výpočet jsem provedl jako idealizovaný oběh spalovacího motoru**

Podle [3]

## 5.1 Zdvihový objem válce

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0,137^2}{4} \cdot 0,152 = 0,00224[m^3] \quad (5.1)$$

## 5.2 Komprese

Objem  $V_2$  na konci komprese

$$V_2 = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{0,00224}{11 - 1} = 2,24 \cdot 10^{-4}[m^3] \quad (5.2)$$

Objem  $V_1$  na konci zdvihu

$$V_1 = \varepsilon \cdot V_2 = 11 \cdot 2,24 \cdot 10^{-4} = 2,464 \cdot 10^{-3}[m^3] \quad (5.3)$$

Výpočet tlaku  $p_2$  na konci komprese

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{\eta_k} = 200000 \cdot 11^{1,37} = 5342419,345[Pa] \quad (5.4)$$

Teplota  $T_2$  na konci komprese

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\eta_k - 1} = 313,15 \cdot 11^{1,37 - 1} = 760,44[K] \quad (5.5)$$

### 5.3 Spalování

Množství nasátého paliva teoretického

$$V_{pl-teor} = \frac{V_z}{1+n \cdot V_{vz,t}} \cdot \frac{T_n}{T_1} \cdot \frac{p_1}{p_n} = \frac{0,00224}{1+1,6 \cdot 5,355} \cdot \frac{273,15}{313,15} \cdot \frac{200000}{101325} = 4,031 \cdot 10^{-4} [m_N^3 / cykl.]$$
(5.6)

Množství nasátého paliva skutečného

$$V_{pl-skut} = V_{pl-teor} \cdot \eta_v = 4,031 \cdot 10^{-4} \cdot 0,85 = 3,426 \cdot 10^{-4} [m_N^3 / cykl.]$$
(5.7)

Množství spalín celkem

$$V_{sp}^s = V_{sp,v}^v \cdot V_{pl-skut} = 9,405 \cdot 3,426 \cdot 10^{-4} = 3,222 \cdot 10^{-3} [m_N^3 / cykl.]$$
(5.8)

Množství tepla uvolněného spálením části paliva

$$Q_{23} = V_{pl-skut} \cdot x \cdot Q_i = 3,426 \cdot 10^{-4} \cdot 0,8 \cdot 20438,1 = 5,602 [m_N^3 / cykl.]$$
(5.9)

Měrná vnitřní energie v bodě 2

$$u_2 = a_u \cdot t_2 + b_u \cdot t_2^2 = 0,9902 \cdot 487,29 + 0,000072 \cdot 487,29^2$$

$$u_2 = 499,61 [kJ / m^3]$$
(5.10)

Vnitřní energie v bodě 2

$$U_2 = V_{vz,sk}^s \cdot V_{pl-skut} \cdot u_2 = 9,571 \cdot 3,426 \cdot 10^{-4} \cdot 499,61 = 1,638 [kJ / cykl.]$$
(5.11)

Vnitřní energie v bodě 3

$$U_3 = Q_{23} + U_2 = 5,602 + 1,638 = 7,24 [kJ / cykl.]$$
(5.12)

Měrná vnitřní energie v bodě 3

(5.13)

$$u_3 = \frac{U_3}{V_{sp}^s} = \frac{7,24}{3,222 \cdot 10^{-3}} = 2247,052 [kJ / m^3]$$

Teplota v bodě 3

$$T_3 = \frac{-a_u + \sqrt{a_u^2 + 4 \cdot b_u \cdot u_3}}{2 \cdot b_u}$$

$$t_3 = \frac{-1,1301 + \sqrt{1,1301^2 + 4 \cdot 0,000085 \cdot 2247,052}}{2 \cdot 0,000085} = 1756,347 [^{\circ}\text{C}] \quad (5.14)$$

$$T_3 = 2029,497 [\text{K}]$$

Tlak v bodě 3

$$p_3 = \frac{p_2 \cdot T_3}{T_2} = \frac{534241,935 \cdot 2029,497}{760,4} = 1425492,561 [\text{Pa}] \quad (5.15)$$

Objem v bodě 3

$$V_3 = V_2 = 2,24 \cdot 10^{-4} [\text{m}^3] \quad (5.17)$$

Množství tepla uvolněného spálením zbytku paliva

$$Q_{34} = Q_i \cdot V_{pl-skut} \cdot (1-x) = 20438,1 \cdot 3,426 \cdot 10^{-4} \cdot (1-0,8) = 1,400 [\text{kJ} / \text{cykl.}] \quad (5.18)$$

Množství tepla odvedeného chlazením

$$Q_{chl,34} = V_{pl-skut} \cdot Q_i \cdot x_{ch} \cdot x_s = 3,426 \cdot 10^{-4} \cdot 20438,1 \cdot 0,3 \cdot 0,2 = 0,420 [\text{kJ} / \text{cykl.}] \quad (5.19)$$

Měrná entalpie v bodě 3

$$i_3 = a_i \cdot t_3 + b_i \cdot t_3^2 = 1,3461 \cdot 1756,347 + 0,000152 \cdot 1756,347^2 = 2833,101 [\text{kJ} / \text{cykl.}] \quad (5.20)$$

Entalpie v bodě 3

$$I_3 = V_{sp}^s \cdot i_3 = 3,222 \cdot 10^{-3} \cdot 2833,101 = 9,128 [\text{kJ} / \text{cykl.}] \quad (5.21)$$

Entalpie v bodě 4

$$I_4 = I_3 + Q_{34} - Q_{chl,34} = 9,128 + 1,400 - 0,420 = 10,108 [\text{kJ} / \text{cykl.}] \quad (5.22)$$

Měrná entalpie v bodě 4

$$i_4 = \frac{I_4}{V_{sp}^s} = \frac{10,108}{3,222 \cdot 10^{-3}} = 3137,182 [\text{kJ} / \text{m}^3] \quad (5.23)$$

Teplota v bodě 4

$$T_4 = \frac{-a_i + \sqrt{a_i^2 + 4 \cdot b_i \cdot i_4}}{2 \cdot b_i}$$

$$t_4 = \frac{-1,3461 + \sqrt{1,3461^2 + 4 \cdot 0,000152 \cdot 3137,182}}{2 \cdot 0,000152} \quad (5.24)$$

$$t_4 = 1916,028[^\circ\text{C}]$$

$$T_4 = 2189,178[\text{K}]$$

Tlak v bodě 4

$$p_3 = p_4 = 1425492,561[\text{Pa}] \quad (5.25)$$

## 5.4 Expanze

Objem v bodě 4

$$V_4 = \frac{V_3 \cdot T_4}{T_3} = \frac{2,24 \cdot 10^{-4} \cdot 1916,028}{1756,347} = 2,444 \cdot 10^{-4}[\text{m}^3] \quad (5.26)$$

Objem v bodě 5

$$V_5 = V_1 = 2,464 \cdot 10^{-3}[\text{m}^3] \quad (5.27)$$

Teplota spalin na konci expanze v bodě 5

$$T_5 = T_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e - 1} = 2189,178 \cdot \left( \frac{2,444 \cdot 10^{-4}}{2,464 \cdot 10^{-3}} \right)^{1,42 - 1} = 829,458[\text{K}] \quad (5.28)$$

$$t_5 = 556,308[^\circ\text{C}]$$

Tlak v bodě 5

$$p_5 = p_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e} = 1425492,561 \cdot \left( \frac{2,444 \cdot 10^{-4}}{2,464 \cdot 10^{-3}} \right)^{1,42} = 53572,124[\text{Pa}] \quad (5.29)$$

Teplo odvedené chlazením  $Q_{chl,56}$

$$Q_{chl,56} = V_{pl-skut} \cdot Q_i \cdot X_{cl} \cdot X_v = 3,426 \cdot 10^{-4} \cdot 20438,1 \cdot 0,3 \cdot 0,1 = 0,210[\text{kJ} / \text{cykl.}] \quad (5.30)$$

Měrná entalpie v bodě 5

$$i_5 = a_i \cdot t_5 + b_i \cdot t_5^2 = 1,3461 \cdot 556,308 + 0,000152 \cdot 556,308^2$$

$$i_5 = 795,887[\text{kJ} / \text{m}^3] \quad (5.31)$$

Entalpie spalín v bodě 5

$$I_5 = i_5 \cdot V_{pl-skut} \cdot V_{sp,sk}^v = 795,887 \cdot 3,426 \cdot 10^{-4} \cdot 9,405 = 2,564 [kJ / cykl.] \quad (5.32)$$

Entalpie spalín při výfuku v bodě 6

$$I_6 = I_5 - Q_{chl,56} = 2,564 - 0,210 = 2,354 [kJ / cykl.] \quad (5.33)$$

Měrná entalpie v bodě 6

$$i_6 = I_6 \cdot V_{pl-skut} \cdot V_{sp,sk}^v = 2,354 \cdot 3,426 \cdot 10^{-4} \cdot 9,405 = 758,495 [kJ / m^3] \quad (5.34)$$

Teplota spalín při výfuku

$$t_6 = \frac{-a_i + \sqrt{a_i^2 + 4 \cdot b_i \cdot i_6}}{2 \cdot b_i}$$

$$t_6 = \frac{-1,3461 + \sqrt{1,3461^2 + 4 \cdot 0,000152 \cdot 758,495}}{2 \cdot 0,000152} = 531,569 [^{\circ}C] \quad (5.35)$$

$$T_6 = 804,719 [K]$$

Teplota spalín ve výfuku

$$T_v = T_6 \cdot \frac{2}{1,3+1} = 804,719 \cdot \frac{2}{1,3+1} = 699,756 [K] \quad (5.36)$$

$$t_v = 426,606 [^{\circ}C]$$

Koeficient na zvýšení tlaku

$$p = \frac{p_3}{p_2} = \frac{1425492,561}{534241,934} = 2,677 [Pa] \quad (5.37)$$

## 5.5 Indikovaná práce oběhu, výkon motoru (indikovaný, efektivní), účinnost

Práce oběhu z bodu 0 do bodu 1

$$A_{01} = p_1 \cdot V_z = 200000 \cdot 0,00224 = 448 [J / cykl.] \quad (5.38)$$

Práce oběhu z bodu 1 do bodu 2

$$A_{12} = -\frac{p_1 \cdot V_1}{n_k - 1} \cdot \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right) = -\frac{200000 \cdot 2,24 \cdot 10^{-4}}{1,37 - 1} \cdot \left( \left( \frac{5342419,345}{200000} \right)^{\frac{1,37 - 1}{1,37}} - 1 \right)$$

$$A_{12} = 1902,027 [J / cykl.] \quad (5.39)$$

Práce oběhu z bodu 3 do bodu 4

$$A_{34} = p_3 \cdot (V_4 - V_2) = 14,255 \cdot 10^6 \cdot (2,444 \cdot 10^{-4} - 2,24 \cdot 10^{-4}) = 290,802 [J / cykl.]$$

$$(5.40)$$

Práce oběhu z bodu 4 do bodu 5

$$A_{45} = \frac{p_3 \cdot V_4}{n_e - 1} \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} \right) = \frac{14,255 \cdot 10^6 \cdot 2,444 \cdot 10^{-4}}{1,42 - 1} \cdot \left( 1 - \left( \frac{53572,124}{14,255 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,42 - 1}{1,42}} \right)$$

$$A_{45} = 5106,671 [J / cykl.] \quad (5.41)$$

Práce oběhu z bodu 6 do bodu 7 (objem  $V_6 = V_1 = V_5$ , objem  $V_7 = V_2 = V_3$ )

$$A_{67} = -p_6 \cdot (V_1 - V_2) = -250000 \cdot (2,464 \cdot 10^{-3} - 2,24 \cdot 10^{-4}) = -560 [J / cykl.] \quad (5.42)$$

Celková práce oběhu ve válci za jeden cyklus

$$A_{id} = A_{01} + A_{12} + A_{34} + A_{45} + A_{67} = 448 - 1902,027 + 290,802 + 5106,671 - 560$$

$$A_{id} = 3383,446 [J / cykl.] \quad (5.43)$$

Práce motoru za jeden cyklus

$$A_{id,4} = 4 \cdot A_{id} = 4 \cdot 3383,446 = 13533,784 [J / cykl.] \quad (5.44)$$

Indikovaný výkon

$$P_{id} = A_{id} \cdot i \cdot \frac{\frac{n}{60}}{2 \cdot 1000} = 3383,446 \cdot 8 \cdot \frac{\frac{1500}{60}}{2 \cdot 1000} = 338,345 [kW]$$

$$P_{id4} = A_{id4} \cdot i \cdot \frac{\frac{n}{60}}{2 \cdot 1000} = 13533,784 \cdot 8 \cdot \frac{\frac{1500}{60}}{2 \cdot 1000} = 13553,3784 [kW] \quad (5.45)$$

Efektivní výkon motoru

$$P_{ef} = P_{id} \cdot \eta_m = 338,345 \cdot 0,82 = 277,4 [kW] \quad (5.46)$$



Celková spotřeba paliva

$$V_{pl-cel.} = \frac{V_{pl-skut} \cdot i \cdot n}{2 \cdot 60} = \frac{3,426 \cdot 10^{-4} \cdot 8 \cdot 1500}{2 \cdot 60} = 0,034 [m_N^3 / s] \quad (5.47)$$

Tepelný příkon v palivu

$$P_b = V_{pl-cel.} \cdot Q_i = 0,034 \cdot 20438,1 = 694,9 [kW] \quad (5.48)$$

Stupeň plnění

$$r = \frac{V_4}{V_2} = \frac{2,444 \cdot 10^{-4}}{2,24 \cdot 10^{-4}} = 1,091 [-] \quad (5.49)$$

Účinnost ideálního oběhu

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{r^{\kappa} - 1}{\kappa(r-1)} = 1 - \frac{1}{11^{1,4-1}} \cdot \frac{1,091^{1,4} - 1}{1,4(1,091-1)} \quad (5.50)$$
$$\eta_{ti} = 0,6099 \Rightarrow 60,99\%$$

Efektivní účinnost motoru

$$\eta_{ef} = \frac{P_{ef}}{P_b} \cdot 100 = \frac{277,4}{694,9} \cdot 100 = 39,92[\%] \quad (5.51)$$

Měrná spotřeba paliva

$$m_{sp} = \frac{V_{pl-cel.} \cdot 3,6 \cdot 10^3}{P_{ef}} \cdot \frac{0,034 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{277,4} = 0,444 [m^3 \cdot kWh^{-1}] \quad (5.52)$$

Termodynamická účinnost

$$\eta_{td-ind} = \frac{\eta_{ind}}{\eta_{ti}} = \frac{0,2852}{0,6142} \cdot 100 = 46,43[\%] \quad (5.53)$$

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{p \cdot r^{1,4-1} - 1}{p-1+1,4 \cdot p \cdot (r-1)} = 1 - \frac{1}{11^{1,4-1}} \cdot \frac{(2,668 \cdot 1,091^{1,4-1})}{(2,668-1+1,4 \cdot 2,668 \cdot (1,091-1))}$$
$$\eta_{ti} = 0,6099 \Rightarrow 60,99[\%] \quad (5.54)$$

Elektrický výkon generátoru

$$P_{el} = P_{ef} \cdot \eta_G = 277,4 \cdot 0,96 = 266,3 [kW] \quad (5.55)$$

Tepelný výkon (viz kapitola 8)

$$P_t = P_{po} + P_{spal} = 222,9 + 153,2 = 376,1 [kW] \quad (5.56)$$

Celková elektrická účinnost

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_b} = \frac{266,3}{694,9} = 0,383 \Rightarrow 38,3[\%] \quad (5.57)$$

Tepelná účinnost

$$\eta_t = \frac{P_p}{P_b} = \frac{376,1}{694,9} = 0,541 \Rightarrow 54,1[\%] \quad (5.58)$$

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_e + \eta_t = 38,3 + 54,1 = 92,4[\%] \quad (5.59)$$

## 5.6 Parametry spalovacího motoru

**Navržená jednotka TEDOM-Caterpillar 260 pro zadanou produkci pyrolýzního plynu vyhovuje.**

**Parametry výrobce pro zemní plyn**

Typ kogenerační jednotky	Typ motoru	Elektrický výkon [kW]	Tepelný výkon [kW]	Příkon v palivu [kW]	Spotřeba paliva [m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ]	Celková účinnost [%]
260 CAT	Caterpillar 3408	266	417	773,25	81,8	88,3

(tabulka č. 7) [4]

**Vypočtené hodnoty pro zadaný pyrolýzní plyn**

Elektrický výkon [kW]	Tepelný výkon [kW]	Příkon v palivu [kW]	Spotřeba paliva [m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ]	Celková účinnost [%]
266,3	376,1	694,9	122,4	92

(tabulka č. 8)

## 6. NÁVRH KOGENERAČNÍ JEDNOTKY SE SPALOVACÍ TURBÍNOU

Podle [5]

Spalovací turbína se skládá z kompresoru, spalovací komory, plynové turbíny, elektrického generátoru a pomocných zařízení. Schéma uspořádání viz obr. 2. Úkolem kompresoru v oběhu je nasávat vzduch z atmosféry a stlačovat jej na požadovaný tlak. Do spalovací komory je přiváděn stlačený vzduch, kde se palivo při stálém tlaku v komoře spaluje. Dochází ke vzniku spalin o vysoké teplotě a tlaku, které expandují v plynové turbíně. Po průchodu turbínou mají spaliny nízkou teplotu a odcházejí do atmosféry.

Čím větší je teplota spalin na výstupu ze spalovací komory, tím větší je tepelná účinnost spalovací turbíny. Vyžadujeme proto dokonalou konstrukci plynové turbíny a materiál velké kvality. Ze spalovací komory dnes teploty vystupují v rozmezí 950-1250 °C . Tlak za kompresorem u turbín průmyslového typu je nejčastěji 0,6-1,2 MPa . U turbín velkých výkonu tlak dosahuje až 2,5 MPa . Elektrická účinnost je 20 až 48%. Velkou výhodou spalovací turbíny je rozmezí výkonu, které je 250kW až 300MW. Pod 3MW je zařízení velmi neúčelné z ekonomických důvodů, protože mají nízkou účinnost a vysoké investiční náklady.

Zařízení je velice hlučné, musí se zvukově izolovat pomocí speciálních krytů. Kryty nám slouží také jako ochrana proti požáru. Spalování ve spalovací komoře probíhá za velkého přebytku vzduchu. Teplota spalin na výstupu z turbíny bývá cca 450 až 550 °C .

Spaliny využíváme především pro tyto účely:

- Přímé spalování a sušení
- Výroba teplé nebo horké vody
- Výroba vysokotlaké páry pro technologické účely a pro pohon parní turbíny

**Výhody spalovacích turbín:**

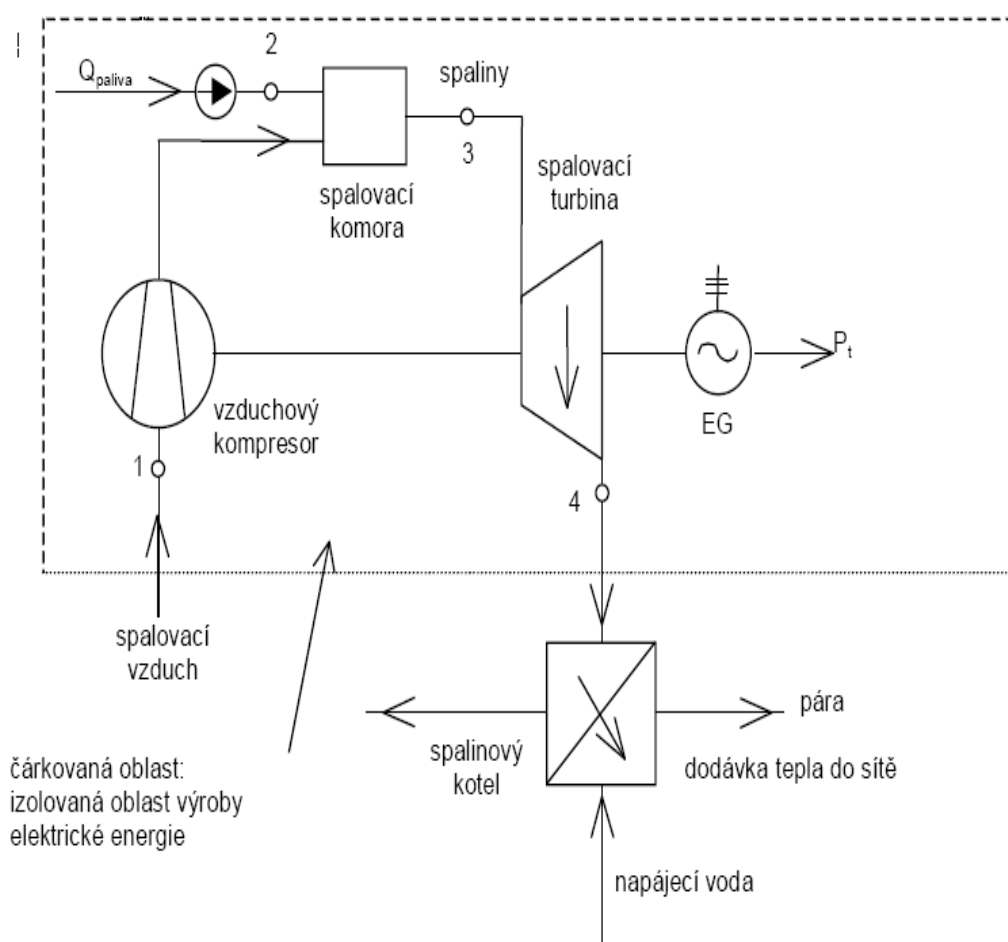
- a) Vysoká spolehlivost bez nutnosti odstávek
- b) Rychlé najíždění a změna výkonu
- c) Možnost každodenního odstavování

- d) Nízké měrné investiční náklady
- e) Při daném výkonu malá hmotnost a rozměry
- f) Krátká doba výstavby zařízení

#### Nevýhody spalovacích turbín:

- a) Vyžaduje kvalitní čisté palivo
- b) Nižší účinnost než spalovací motory
- c) Při spalování plynu musí být vysoký tlak nebo výstavba zvláštní plynové kompresorové stanice
- d) Hlučný provoz

#### Schéma zapojení spalovací turbíny



(schéma č. 2) [2]

V této kapitole navrhuji **druhou variantu** řešení kogenerace.

## 6.1 Výpočet vzduchového kompresoru

Hodnoty, se kterými budu počítat, jsou v tabulce č. 9

Výpočet proběhl podle literatury [2,3]

### Zvolené a vypočtené hodnoty

Spotřeba topného plynu (viz kapitola 5)	$V_{pl}$	0,034	$\text{m}^3/\text{s}$
Výhřevnost plynu (viz kapitola 3)	$Q_i$	20438,1	$[kJ / m_N^3]$
Tlak před plynovým kompresorem	$P_{PK}$	5	$[kPa]$
Teplota plynu v rozvodu	$t_{1PK}$	15	$[^{\circ}C]$
Tlak nasávaného vzduchu do kompresoru spalovací turbíny	$p_{1K}$	0,1	$[MPa]$
Teplota nasávaného vzduchu	$t_{1k}$	15	$[^{\circ}C]$
Kompresní poměr	$\varepsilon$	7,3	[1]
Teplota spalin před turbínou	$t_{1ST}$	800	$[^{\circ}C]$
Izoentropická účinnost kompresoru	$\eta_{izK}$	0,8	[1]
Účinnost spalovací komory	$\eta_{SK}$	0,95	[1]
Izoentropická účinnost turbíny	$\eta_{td-vnST}$	0,8	[1]
Mechanická účinnost turboagregátu	$\eta_{mechG}$	0,95	[1]
Izoentropická účinnost plynového kompresoru	$\eta_{izPK}$	0,9	[1]
Mechanická účinnost plynového kompresoru	$\eta_{mech}$	0,95	[1]
Účinnost elektromotoru plynového kompresoru	$\eta_{elp}$	0,9	[1]
Ztráta kotle sáláním do okolí	$\xi_{SO}$	1,1	%
Teoretické množství vzduchu (viz kapitola 3)	$V_{vz,t}$	5,357	$[m_N^3 / m_N^3]$
Teoretické množství spalin (viz kapitola 3)	$V_{sp,t}^s$	5,189	$[m_N^3 / m_N^3]$

(tabulka č. 9)

### Teplota na konci izotermické komprese

$$T_{2izK} = T_{1K} \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{1K} \cdot \varepsilon_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (15 + 273,15) \cdot 7,3^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 508,490 [K] \quad (6.1)$$
$$t_{2izK} = 235,34 [^{\circ}C]$$

### Entalpie nasávaného vzduchu před kompresorem

$$i_{1K} = 1,29 \cdot t_{1k} + 0,0001146 \cdot t_{1k}^2$$
$$i_{1K} = 1,29 \cdot 15 + 0,0001146 \cdot 15^2 \quad (6.2)$$
$$i_{1K} = 19,38 [kJ / kg]$$

### Entalpie vzduchu za kompresorem

$$i_{2izK} = 1,29 \cdot t_{2izK} + 0,0001146 \cdot t_{2izK}^2$$
$$i_{2izK} = 1,29 \cdot 235,34 + 0,0001146 \cdot 235,34^2 \quad (6.3)$$
$$i_{2izK} = 309,936 [kJ / kg]$$

### Termodynamická účinnost (izoentropická) kompresoru

$$\eta_{izK} = \frac{i_{2izK} - i_1}{i_{2K} - i_1} \Rightarrow i_{2K}$$
$$i_{2K} = \frac{i_{2izK} - i_1 + i_1 \cdot \eta_{izK}}{\eta_{izK}} \quad (6.4)$$
$$i_{2K} = \frac{309,936 - 19,38 + 19,38 \cdot 0,8}{0,8}$$
$$i_{2K} = 382,575 [kJ / kg]$$

### Skutečná teplota za kompresorem

$$i_{2K} = 1,29 t_1 + 0,0001146 \cdot t_1^2$$
$$0,0001146 \cdot t_1^2 + 1,29 \cdot t_1 - i_{2K} = 0 \quad (6.5)$$
$$0,0001146 \cdot t_1^2 + 1,29 \cdot t_1 - 382,575 = 0$$

### Diskriminant

$$D = 1,29^2 - 4 \cdot 0,0001146 \cdot (-382,575) \quad (6.6)$$
$$D = 1,839[1]$$

Výpočet kořenů (teplot) kvadratické rovnice

$$t_{1,2} = \frac{-1,29 \pm \sqrt{1,839}}{2 \cdot 0,0001146} \quad (6.7)$$

$$t_{1,2} = 288,383[^\circ\text{C}]$$

Vnitřní měrná práce vzduchového kompresoru

$$a_{vnk} = i'_{2K} - i_{1K}$$

$$a_{vnk} = 382,575 - 19,38$$

$$a_{vnk} = 363,195[kJ / m^3] \quad (6.8)$$

## 6.2 Plynový kompresor

Kompresní poměr plynového kompresoru

$$\varepsilon_{PK} = \frac{p_{2PK}}{p_{1PK}} = \frac{7,3 \cdot 10^5}{10^5 + 5 \cdot 10^3} \quad (6.9)$$

$$\varepsilon_{PK} = 6,95 [1]$$

Teplota na konci izotermické komprese

$$T_{2izPK} = T_{1PK} \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{1PK} \cdot \varepsilon_{PK}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (15 + 273,15) \cdot 6,95^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 501,402[K] \quad (6.10)$$

$$t_{2izK} = 228,252[^\circ\text{C}]$$

Entalpie nasávaného plynu před kompresorem

$$i_{1PK} = 1,396 \cdot t_1 + 0,00026 \cdot t_1^2$$

$$i_{1PK} = 1,396 \cdot 15 + 0,00026 \cdot 15^2 \quad (6.11)$$

$$i_{1PK} = 21,00[kJ / kg]$$

Entalpie plynu za kompresorem

$$i_{2izPK} = 1,396 \cdot t_2 + 0,00026 \cdot t_2^2$$

$$i_{2izPK} = 1,396 \cdot 228,252 + 0,00026 \cdot 228,252^2 \quad (6.12)$$

$$i_{2izPK} = 332,186[kJ / kg]$$

### Termodynamická (izoentropická) účinnost kompresoru

$$\begin{aligned}\eta_{izPK} &= \frac{i_{2izPK} - i_{1PK}}{i_{2PK}' - i_{1PK}} \Rightarrow i_{2PK}' \\ i_{2PK}' &= \frac{i_{2izPK} - i_{1PK} + i_{1PK} \cdot \eta_{izPK}}{\eta_{izPK}} \\ i_{2PK}' &= \frac{332,186 - 21 + 21 \cdot 0,9}{0,9} \\ i_{2PK}' &= 366,762 [kJ / kg]\end{aligned}\tag{6.13}$$

### Skutečná teplota za kompresorem

$$\begin{aligned}i_{2PK}' &= 1,396 \cdot t_1 + 0,00026 \cdot t_1^2 \\ 0,00026 \cdot t_1^2 + 1,396 \cdot t_1 - i_{2PK}' &= 0 \\ 0,00026 \cdot t_1^2 + 1,396 \cdot t_1 - 366,762 &= 0\end{aligned}\tag{6.14}$$

Diskriminant

$$\begin{aligned}D &= 1,396^2 - 4 \cdot 0,00026 \cdot (-366,762) \\ D &= 2,33[1]\end{aligned}\tag{6.15}$$

Výpočet kořenů (teplot) kvadratické rovnice

$$\begin{aligned}t_{1,2} &= \frac{-1,396 \pm \sqrt{2,33}}{2 \cdot 0,00026} \\ t_{1,2} &= 250,834 [^{\circ}C]\end{aligned}\tag{6.16}$$

### Vnitřní měrná práce plynového kompresoru

$$\begin{aligned}a_{vnPK} &= i_{2PK}' - i_{1PK} \\ a_{vnPK} &= 366,762 - 21 \\ a_{vnPK} &= 345,762 [kJ / m^3]\end{aligned}\tag{6.17}$$

## 6.3 Spalovací komora

### Entalpie spalin za spalovací komorou

$$\begin{aligned}i_{1ST} &= 1,29 \cdot t_{1ST} + 0,0001146 \cdot t_{1ST}^2 \\ i_{1ST} &= 1,29 \cdot 800 + 0,0001146 \cdot 800^2 \\ i_{1ST} &= 1105,34 [kJ / kg]\end{aligned}\tag{6.18}$$



### Výpočet přebytku vzduchu

$$n = \frac{\dot{i}_{2PK} + Q_i \cdot \eta_{SK} - V_{sp,t}^s \cdot \dot{i}_{1ST} + V_{vzd-\min} \cdot \dot{i}_{1ST}}{V_{vzd-\min} \cdot (\dot{i}_{1ST} - \dot{i}_{2K})}$$
$$n = \frac{366,762 + 20438,1 \cdot 0,95 - 5,189 \cdot 1105,34 + 5,357 \cdot 1105,34}{5,357 \cdot (1105,34 - 382,575)} \quad (6.19)$$
$$n = 5,157[1]$$

$$T_{2izST} = \frac{800 + 273,15}{7,3^{\frac{1,4}{1,4-1}}} = 608,130 [K] \quad \Rightarrow = 334,98[^\circ C] \quad (6.20)$$

### Termodynamická účinnost turbíny

$$\eta_{td-vnST} = 0,8$$
$$\dot{i}_{2izST} = 1,29 \cdot t_{2izST} + 0,0001146 \cdot t_{2izST}^2$$
$$\dot{i}_{2izST} = 1,29 \cdot 334,98 + 0,0001146 \cdot 334,98^2 \quad (6.21)$$
$$\dot{i}_{2izST} = 444,984 [kJ / kg]$$

$$\eta_{td-vnST} = \frac{\dot{i}_{1ST} - \dot{i}_{2ST}}{\dot{i}_{1ST} - \dot{i}_{2izST}} \Rightarrow \dot{i}_{2ST}$$
$$\dot{i}_{2ST} = \dot{i}_{1ST} - \eta_{td-vnST} \cdot (\dot{i}_{1ST} - \dot{i}_{2izST}) \quad (6.22)$$
$$\dot{i}_{2ST} = 1105,34 - 0,8 \cdot (1105,34 - 444,983)$$
$$\dot{i}_{2ST} = 577,054 [kJ / kg]$$

### Měrná vnitřní práce spalovací turbíny

$$a_{vnST} = \dot{i}_{1ST} - \dot{i}_{2ST}$$
$$a_{vnST} = 1105,34 - 577,054 \quad (6.23)$$
$$a_{vnST} = 528,286 [kJ / m^3]$$

## 6.4 Výkon turbíny

### Celkové množství spalovacího vzduchu stlačeného kompresorem

$$V_{vzd} = V_{pl} \cdot n \cdot V_{vzd-\min}$$
$$V_{vzd} = 0,034 \cdot 5,157 \cdot 5,357 \quad (6.24)$$
$$V_{vzd} = 0,939 [m^3 / s]$$

### Vnitřní příkon vzduchového kompresoru

$$\begin{aligned}P_{vnK} &= V_{vzd} \cdot a_{vnK} \\P_{vnK} &= 0,939 \cdot 363,195 \\P_{vnK} &= 341,040[kW]\end{aligned}\tag{6.24}$$

**Celkové množství spalin**, které expandují ve spalovací turbíně

$$\begin{aligned}V_{sp} &= [V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vzd-\min}] \cdot V_{pl} \\V_{sp} &= [5,189 + (5,157-1) \cdot 5,357] \cdot 0,034 \\V_{sp} &= 0,934 [m^3 / s]\end{aligned}\tag{6.25}$$

### Vnitřní výkon spalovací turbíny

$$\begin{aligned}P_{vnST} &= V_{sp} \cdot a_{vnST} \\P_{vnST} &= 0,934 \cdot 528,286 \\P_{vnST} &= 493,419[kW]\end{aligned}\tag{6.26}$$

**Výkon elektrického generátoru** při zvolené mechanické účinnosti agregátu  $\eta_m$

a účinnosti generátoru  $\eta_g$

$$\begin{aligned}P_g &= (P_{vnST} - P_{vnK}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g \\P_g &= (493,419 - 341,040) \cdot 0,95 \cdot 0,96 \\P_g &= 138,970[kW]\end{aligned}\tag{6.27}$$

### Příkon plynového kompresoru

příkon elektromotoru

$$\begin{aligned}P_{elPK} &= V_{pl} \cdot a_{vnPK} \cdot \frac{1}{\eta_{izPK} \cdot \eta_{el}} \\P_{elPK} &= 0,034 \cdot 345,762 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 0,9} \\P_{elPK} &= 14,513[kW]\end{aligned}\tag{6.28}$$

**Čistý elektrický výkon** dodaný do sítě bude

$$\begin{aligned}P_d &= P_g - P_{el} \\P_d &= 138,970 - 14,513 \\P_d &= 124,457[kW]\end{aligned}\tag{6.29}$$

**Tepelný výkon**

$$P_t = 334,6[kW] \text{ viz kapitola 9.1}$$

**Účinnost elektrická** (celého agregátu)

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{P_d}{V_{pl} \cdot Q_i} \\ \eta &= \frac{124,5}{0,034 \cdot 20438,1} \\ \eta &= 0,179[1]\end{aligned}\tag{6.30}$$

Jako ekonomické ukazatele využití energie co do množství i co do kvality lze určit jako

**celková účinnost KVET** (kombinované výroby elektrické energie a tepla, nebo také kogenerace)

$$\begin{aligned}\eta_c &= \frac{P_d + P_t}{V_{pl} \cdot Q_i} \\ \eta_c &= \frac{124,457 + 334,6}{0,034 \cdot 20438,1} \\ \eta_c &= 0,661 = 66,1[\%]\end{aligned}\tag{6.31}$$

**Účinnost tepelná**

$$\eta_t = \eta_c - \eta_e = 66,1 - 17,9 = 48,2[\%]\tag{6.32}$$

Modul teplárenské výroby vyjadřuje podíl vyrobené ušlechtlejší elektrické energie a ovlivňuje tak ekonomii tohoto způsobu využití odpadního tepla.

$$e = \frac{P_d}{P_t}$$

$$e = \frac{124,457}{334,606}$$

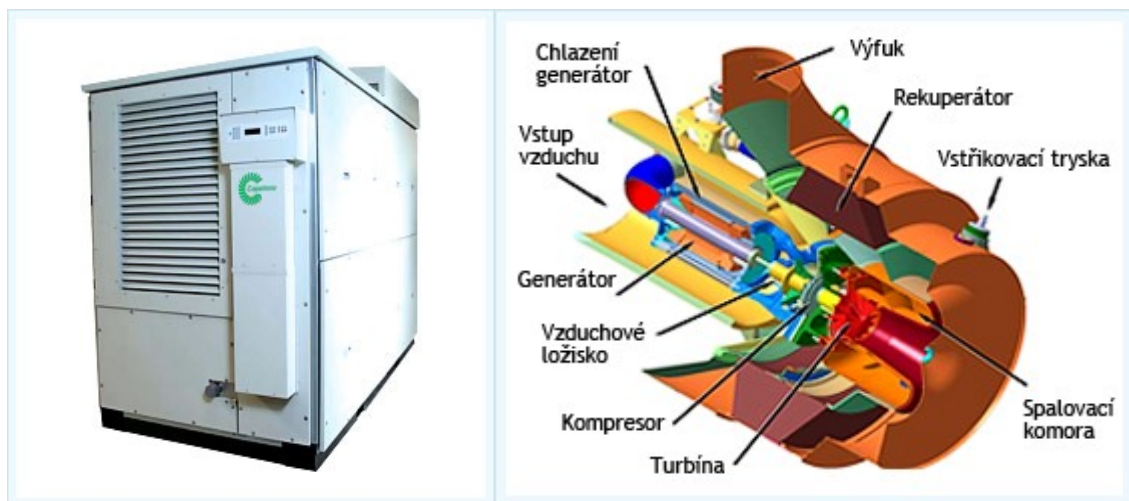
$$e = 0,372[1]$$
(6.33)

**Navrhuji spalovací turbínu, podle čistého elektrického výkonu.**

$$P_d = 124,5[kW]$$

Rozhodl jsem se pro plynovou **mikroturbínu Capstone C200** podle [9]

## 6.5 Technické parametry spalovací turbíny



(obrázek č. 2, 3) [9]

### Technické parametry mikroturbíny Capstone C200

Požadavky na palivo (zemní plyn)	
Zemní plyn	8,5 až 13,2 kWh/m <sup>3</sup>
Vstupní tlak	5,2 bar
Využití paliva	606 kW/h
Výhřevnost	30 700 až 47 500 kJ/m <sup>3</sup>

(tabulka č. 10) [9]

### Technické parametry mikroturbíny Capstone C200

Jmenovitý el. Výkon	200 kW
Tepelný výkon*	245 kW
El. Účinnost	33%
Napětí / Frekvence	400 – 480 VAC, 50/60 Hz
Připojení	3 fáze
Otáčky	60 000 ot. /min
Rozměry v × š × h	2 490 × 1 700 × 3 660 mm
Hmotnost	2 270 kg
Hluk (plné zatížení)	65 dBA ve vzdál. 10 m
Záruka životnosti	80 000 provozních hod
Teplota výfuk. Plynů	280 °C
Výkon výfuk. Plynů	1 420 000 kJ/h, 375 k

(tabulka č. 11) [9]

### Vypočtené hodnoty pro zadaný pyrolýzní plyn

Elektrický výkon	124,5kW
Tepelný výkon	334,6kW
Příkon v palivu	694,9kW
Elektrická účinnost	17,9%
Tepelná účinnost	48,2%
Celková účinnost	59,8%

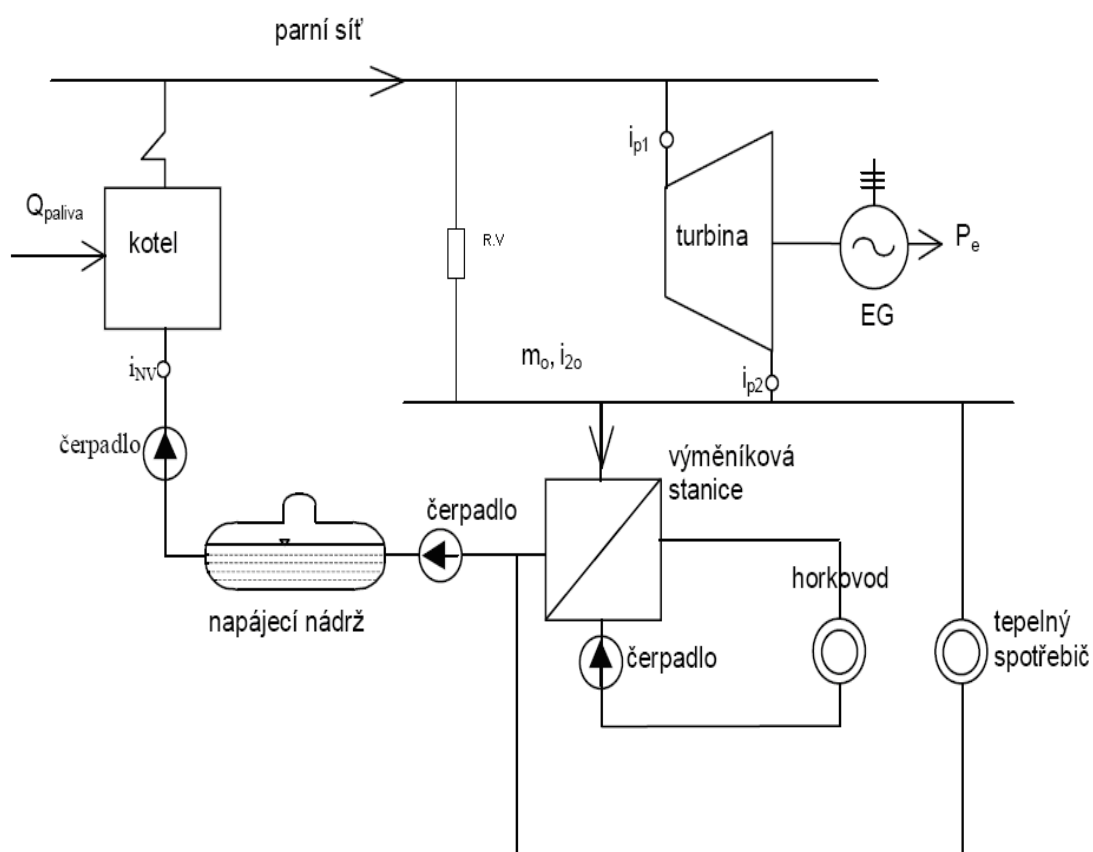
(tabulka č. 12)

Plynová mikroturbína Capstone C200 je zařízení na výrobu el. energie a tepla. Emise NO<sub>x</sub> a CO jsou daleko nižší než u spalovacích motorů. Jmenovitý el. výkon činí 200 kW, při využití odpadního tepla je k dispozici ještě tepelný výkon 245 kW.

## 7. NÁVRH KOGENERAČNÍ JEDNOTKY S PROTITLAKOU PARNÍ TURBÍNOU

V této kapitole navrhuji **třetí variantu** řešení kogenerace.

**Schéma teplárny s protitlakovou parní turbínou**



(schéma č. 3)[2]

### Zadané parametry:

Tlak páry na vstupu	1,4 MPa
Tlak páry na výstupu	0,5MPa
Teplota páry	240°C
Teplota napájecí vody	110°C

**Pro zadané parametry:**

Entalpie napájecí vody  $i_{nv} = 410[kJ / kg]$

Entalpie páry na vstupu  $i_{p1} = 2958[kJ / kg]$

Entalpie páry na výstupu:  $i_{p2} = 2700[kJ / kg]$

## 7.1 Parní kotel

**Příkon v palivu**

$$\begin{aligned}P_b &= V_{pl} \cdot Q_i \\P_b &= 0,034 \cdot 20438,1 \\P_b &= 694,9[kW]\end{aligned}\tag{7.1}$$

**Výpočet množství vyrobené páry**

$$\begin{aligned}m_p &= \frac{P_p \cdot \eta_K}{i_{p1} - i_{nv}} \\m_p &= \frac{694,9 \cdot 0,9}{2958 - 410} \\m_p &= 0,245[kg \cdot s^{-1}] \\m_p &= 0,882[t \cdot h^{-1}]\end{aligned}\tag{7.2}$$

**Ideální příkon turbíny**

$$\begin{aligned}P_{iT} &= m_p \cdot (i_{p1} - i_{nv}) \\P_{iT} &= 0,245 \cdot (2985 - 2700) \\P_{iT} &= 63,21[kW]\end{aligned}\tag{7.3}$$

**Skutečný výkon generátoru**

$$\begin{aligned}P_{el} &= P_{iT} \cdot \eta_{td} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \\P_{el} &= 63,21 \cdot 0,61 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \\P_{el} &= 31,93[kW]\end{aligned}\tag{7.3}$$

### Výpočet termodynamické účinnosti

$$\eta_{td} = \frac{i_{p_1} - i_{p_2}}{i_{p_1} - i_{p_2}} \Rightarrow i_{p_{2sk}} = i_{p_1} - \eta_{td} \cdot (i_{p_1} - i_{p_2})$$
$$i_{p_{2sk}} = 2958 - 0,61 \cdot (2958 - 2700)$$
$$i_{p_{2sk}} = 2800,62 [kJ / kg]$$
$$t_2 = 199,2 [^{\circ}C]$$
(7.4)

### Tepelný příkon

$$P_t = m_p \cdot (i_{p_{2sk}} - i_{nv}) \cdot \eta_{PS}$$
$$P_t = 0,245 \cdot (2800,06 - 410) \cdot 0,95$$
$$P_t = 556,287 [kW]$$
(7.5)

### Celková účinnost

$$\eta_t = \frac{P_{el} + P_t}{P_p}$$
$$\eta_t = \frac{31,93 + 556,287}{694,9}$$
$$\eta_t = 0,846 \Rightarrow 84,6 [\%]$$
(7.6)

### Celková elektrická účinnost

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_p}$$
$$\eta_{el} = \frac{31,93}{694,9}$$
$$\eta_{el} = 0,459 \Rightarrow 4,59 [\%]$$
(7.7)

### Celková tepelná účinnost

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_p}$$
$$\eta_{el} = \frac{556,287}{694,9}$$
$$\eta_{el} = 0,805 \Rightarrow 80,5 [\%]$$
(7.8)



## Modul teplárenské výroby

$$e = \frac{P_{el}}{P_t}$$
$$e = \frac{31,93}{527,13} \quad (7.9)$$
$$e = 0,0606[-]$$

### 7.2 Technické parametry protitlakové parní turbíny

**Navrhuji univerzální středotlaký parní kotel KU od výrobce POLYCOMP**

**200kg/hod-1000kg/hod [10]**

Popis kotle KU podle výrobce:

„Kotle KU jsou plamencožárotrubné velkoprostorové kotle s přirozenou cirkulací kotelní vody pro spalování kapalných a plyných paliv. Rozměry spalovací komory jsou navrženy s ohledem na minimalizaci emisí. Konstrukční tlak kotlů řady KU je max. 1,8 MPa. Maximální teplota přehřáté páry je  $t = 450^{\circ}\text{C}$ . Podle požadované teploty přehřátí je kotel osazen příslušným typem přehříváku. Kotle jsou dodávány na základním rámu, včetně izolace a oplechování obslužné plošiny. Součástí dodávky je také potřebná armatura, jemná výzbroj a polní instrumentace kotle. Kotel je také vybaven napájecím čerpadlem a regulací napájení podle požadavku zákazníka (plynulá, skoková). Kotle jsou doplněny žárotrubnými nebo vodotrubnými ohříváky napájecí vody, které zvyšují účinnost kotle o 2–4%. Za kotle je možné doplnit také kondenzační výměníky, které využívají kondenzačního tepla vodních par obsažených ve spalínách. Konstrukce, projekce, výrobce, výzbroj a výstroj kotle je provedena v souladu technickými normami ČSN.

Kotel má výhodu především v akumulární schopnosti, která umožňuje spolehlivý chod kotle i v případě kolísavých odběrů páry. Tato vlastnost však není na úkor rychlosti změn výkonu a najíždění kotle (doba najetí ze studeného stavu 15÷20 min.). Konstrukce kotle je řešena tak, aby bylo dosaženo max. vychlazení spalín, při co nejmenší výhřevné ploše kotle a při co nejvyšší spolehlivosti životnosti kotle. S tím souvisí také snížené požadavky na kvalitu úpravy vody. Regulační rozsah výkonu je omezen především regulačním rozsahem spalovacího zařízení.“ [10]

### Technické parametry kotle KU 1000

Jmenovitý výkon kotle	800kg/h
Jmenovitý tepelný výkon	521 – 676kW
Maximální přetlak páry	1,4MPa
Jmenovitá teplota přehřáté páry	do 450°C
Účinnost kotle	89 – 90%
Účinnost kotle s ekonomizérem	92 – 94%
Jmenovitá teplota napájecí vody	70 – 110°C
Teplota nasávaného vzduchu	20°C

(Tabulka č. 13) [10]

### Navrhují vysokootáčkový turbogenerátor HSTG-150 od výrobce POLYCOMP

„Jedná se o vysokootáčkovou radiální parní protitlakou turbínu ve spojení s asynchronním generátorem elektrické energie. Zařízení je dodáváno v rozsahu výkonů 50kW÷300kW a je projektováno a konstruováno vždy na dané podmínky provozu tak, aby optimálním způsobem vyhovělo potřebám režimu Naší kotelny. Je provozováno bezobslužně s automatikou řízení PC. Parní turbogenerátor PTG nalezne uplatnění ve většině středotlakých parních kotelen.

Výkon parního turbogenerátoru PTG je závislý na tlakovém spádu a hmotnosti turbíny. Turbíny řady PGT jsou navrženy tak, aby mohly být využívány v parních středotlakých kotelnách a dle požadavků, mohou být upraveny tak, aby vyhověly individuálním potřebám konkrétního provozovatele a podmínkám daného místa.“ [10]

### Technické parametry Turbogenerátoru

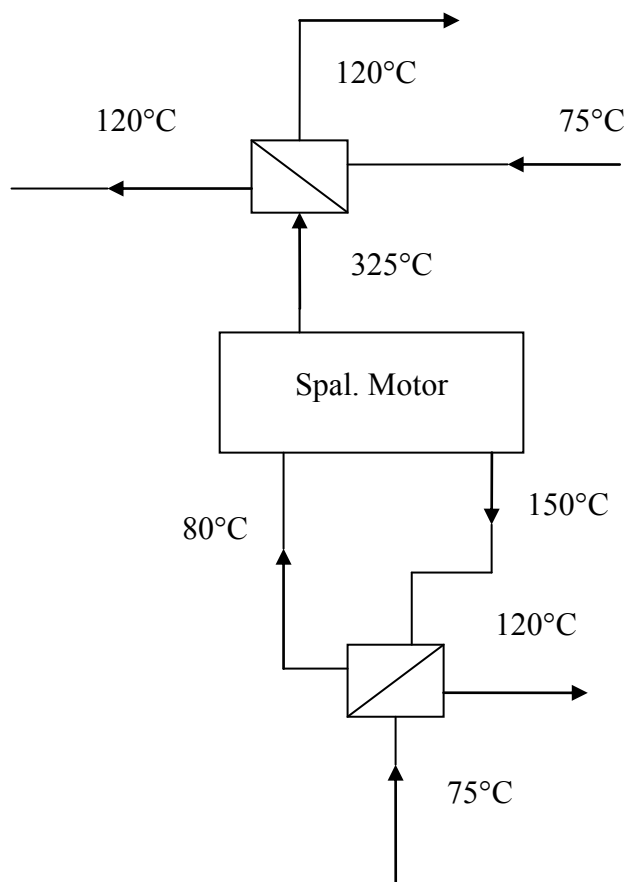
Jmenovitý tlak páry na vstupu	1,4 – 0,6 MPa
Jmenovitá teplota páry	200 – 240°C
Jmenovitý tlak páry na výstupu	0,5 MPa
Hmotnost turbíny	3 – 15 t/h
Zpracovatelný adiabatický spád	100 – 130 kJ/kg
Termodynamická účinnost	0,61
Jmenovité otáčky turbínového kola	22 350 ot/min
Jmenovitý výkon na hřídeli	50kW÷300kW

(Tabulka č. 14) [10]

## 8. NÁVRH A VÝPOČET TRUBKOVÉHO VÝMĚNÍKU TEPLA

V této kapitole navrhují výměníky tepla spaliny – voda a voda – voda, které budou za spalovacím motorem.

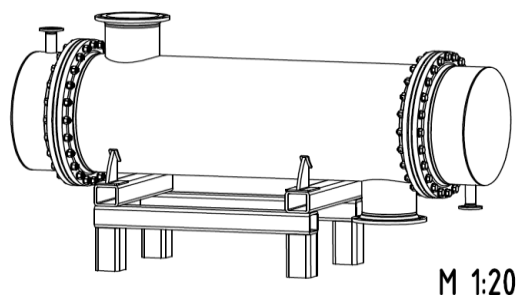
Schéma uspořádání výměníku tepla za spalovacím motorem. Zapojení výměníku tepla jsem provedl paralelně.



(Schéma č. 8)

## 8.1 Technické výpočty výměníku tepla spaliny – voda

Výpočet proběhl podle [6,7]



(Obrázek č. 4 model vypočteného výměníku tepla spaliny – voda)

### Průběh teplot ve výměníku spaliny – voda

Tepelný výkon odebraný chladicí vodou motoru – primární okruh: 222,9 kW

Teplota spalin za motorem	$t_{sp1}$	325°C
---------------------------	-----------	-------

Teplota spalin do komína	$t_{sp2}$	120°C
--------------------------	-----------	-------

Účinnost výměníku tepla spaliny – voda	$\eta_{VM.}$	0,95%
--	--------------	-------

Teplota chladicí vody motoru – výstup z motoru:	$t_{v2}$	120°C
---	----------	-------

vstup do motoru	$t_{v1}$	75°C
-----------------	----------	------

### Výpočet trubkového výměníku spaliny – voda

#### Střední logaritmický teplotní spád:

Rozdíl teplot na pravé straně výměníku:

$$\Delta t_1 = t_{sp2} - t_{v1}$$

$$\Delta t_1 = 120 - 75$$

$$\Delta t_1 = 45 [^{\circ}C]$$

(8.1)

Rozdíl teplot na levé straně výměníku:

$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= t_{sp1} - t_{v2} \\ \Delta t_2 &= 325 - 120 \\ \Delta t_2 &= 205 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\tag{8.2}$$

**Střední logaritmický teplotní spád:**

$$\begin{aligned}\Delta t_{stř} &= \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \\ \Delta t_{stř} &= \frac{45 - 205}{\ln \frac{45}{205}} \\ \Delta t_{stř} &= 105,52 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\tag{8.3}$$

**Výpočet objemu spalin:**

$$\begin{aligned}V_{sp} &= V_{pl} \cdot [V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vzd-\min}] \\ V_{sp} &= 0,034 \cdot [9,405 + (1,6-1) \cdot 5,357] \\ V_{sp} &= 0,429 [\text{m}^3/\text{s}]\end{aligned}\tag{8.4}$$

Kde: (vypočtené hodnoty viz kapitola 3)

$V_{sp}$  ... množství spalin [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$n$  ... přebytek vzduchu (viz kapitola 5)

$V_{vzd-\min}$  ... minimální množství vzduchu [ $\text{m}^3 \cdot \text{m}_n^{-3}$ ]

$$\begin{aligned}P_{SPAL} &= V_{sp} \cdot (i_{1SPAL} - i_{2SPAL}) \cdot \eta_V \\ P_{SPAL} &= 0,429 \cdot (550,31 - 174,41) \cdot 0,95 \\ P_{SPAL} &= 153,198 [\text{kW}]\end{aligned}\tag{8.5}$$

Kde:

$i_{1SPAL}$  ... entalpie spalin pro teplotu  $325^{\circ}\text{C}$  = 550,31 [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$i_{2SPAL}$  ... entalpie spalin pro teplotu  $120^{\circ}\text{C}$  = 174,41 [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$a, b$  ... náhradní funkce pro entalpie spalin

$$i_{1SPAL} = a \cdot t + b \cdot t'^2 = 1,313 \cdot 325 + 0,00117 \cdot 325^2 = 550,31 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]\tag{8.6}$$

**Množství vody:**

$$P_{SPAL} = m_v \cdot (i_{2vody} - i_{1vody}) [kW]$$

$$m_v = \frac{P_{SPAL}}{(i_{2vody} - i_{1vody})} \quad (8.7)$$

$$m_v = \frac{153,198}{(503 - 303,5)} = 0,768 [kg \cdot s^{-1}]$$

Kde:  $i_{1vody}$  ...entalpie vody pro teplotu 75 °C=303,5 [kJ · kg<sup>-1</sup>] určena z [7]

$i_{2vody}$  ...entalpie vody pro teplotu 120 °C=503,7 [kJ · kg<sup>-1</sup>] určena z [7]

**Volba rozměrů vnitřních trubek:**

Volím potrubí DN 32,PN 40

D = 0,038 m ...vnější průměr trubky

d = 0,033 m ...vnitřní průměr trubky

Dle ČSN 13 1030 potrubí:

Jmenovitý průměr 32 mm

Vnější průměr 38 mm

Vnitřní průměr 33 mm

Jmenovitý tlak 4 Mpa

**Výpočet součinitele přestupu tepla pro příčné obtékání trubek:**

$$\alpha_1 = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\overline{\lambda_{sp}}}{d_1} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (8.8)$$

Kde:

$C_s$ ... Korekční součinitel uspořádání trubek

$C_z$ ... Korekční součinitel na počet řad trubek

$\lambda_{sp}$ ... Tepelná vodivost spalin [W · m<sup>-1</sup> · K<sup>-1</sup>]

$d_1$ ... Vnější průměr trubky

$Re$ ... Reynoldsovo číslo

$Pr$ ... Prandtlovo číslo

### Hodnoty pro výpočet:

Všechny hodnoty jsou z literatury [7] pro střední teplotu spalin 222,5°C.

$$\lambda_{sp} = 4,2175 \cdot 10^{-2} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad \text{Tepelná vodivost spalin}$$

$$\text{Pr}_{sp} = 0,665 [1] \quad \text{Prandtlovo číslo}$$

$$\nu = 36,053 \cdot 10^{-6} [\text{Pa} \cdot \text{s}] \quad \text{Kinematická viskozita}$$

$$w_{sp} = 10 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{Rychlost spalin}$$

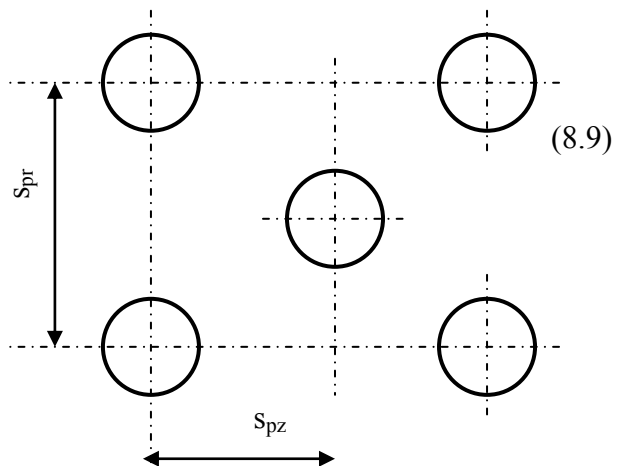
### Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = \frac{w_{sp} \cdot d_1}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{10 \cdot 0,038}{36,053 \cdot 10^{-6}}$$

$$\text{Re} = 10540,038 [1]$$

spalin



### Rozmístění trubek:

(obrázek č. 5)

$$\lambda_{sp} = 4,2175 \cdot 10^{-2} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

### Poměrný příčný rozestup

$\sigma_{pr}$  - volí se 2 až 4, volím 3

### Příčná vzdálenost os trubek (viz obr. č. 5)

$$S_{pr} = \sigma_{pr} \cdot d_1$$

$$S_{pr} = 3 \cdot 0,038$$

$$S_{pr} = 0,114 [m]$$

(8.10)

Volím příčnou vzdálenost os trubek **120[mm]**

### Poměrný podélný rozestup

$\sigma_{pz} = (1,7 \text{ až } 3)$  volím 2,2

**Podélná vzdálenost os trubek** (viz obr. č. 5)

$$\begin{aligned} S_{pz} &= \sigma_{pz} \cdot d_1 \\ S_{pz} &= 2,2 \cdot 0,038 \\ S_{pz} &= 0,0836[mm] \end{aligned} \quad (8.11)$$

Volím podélnou vzdálenost os trubek **90[mm]**

### Poměrný úhlopříčný rozestup

$$\begin{aligned} \sigma_{up} &= \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{pr}^2 + \sigma_{pz}^2} \\ \sigma_{up} &= \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 3^2 \cdot 2,2^2} \\ \sigma_{up} &= 3,3 \end{aligned} \quad (8.12)$$

### Závislost uspořádání trubek na součiniteli $\varphi_\sigma$

$$\begin{aligned} \varphi_\sigma &= \frac{\sigma_{pr} - 1}{\sigma_{up} - 1} \\ \varphi_\sigma &= \frac{3 - 1}{3,3 - 1} \\ \varphi_\sigma &= 0,870 \end{aligned} \quad (8.13)$$

Korekční součinitel podle uspořádání trubek  $C_s$  se pak volí:

$$\begin{aligned} 0,1 &\leq \varphi_\sigma \leq 1 \Rightarrow \\ C_s &= 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} \\ C_s &= 0,34 \cdot 0,870^{0,5} \\ C_s &= 0,317 \end{aligned} \quad (8.14)$$

Korekční součinitel na počet řad  $C_z$  = volím 1



### Součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání trubek podle vzorce

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= C_s \cdot C_z \cdot \frac{\overline{\lambda}_{sp}}{d_1} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \\ \alpha_1 &= 0,345 \cdot 1 \cdot \frac{4,2175 \cdot 10^{-2}}{0,038} \cdot 10540,038^{0,6} \cdot 0,655^{0,33} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \\ \alpha_1 &= 86,329 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]\end{aligned}\tag{8.15}$$

### Výpočet součinitele přestupu tepla při podélném obtékání teplosměnné plochy

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \cdot \frac{\overline{\lambda}}{d_2} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]\tag{8.16}$$

Kde:

$C_{1...}$  Korekční součinitel

$C_d...$  Korekční součinitel na tvar trubky

$C_l...$  Korekční součinitel na poměrnou délku trubek

$\lambda_{sp}...$  Tepelná vodivost vody

$d_2...$  Vnější průměr trubky

$\text{Re}...$  Reynoldsovo číslo

$\text{Pr}...$  Prandtlovo číslo

### Hodnoty pro výpočet:

Všechny hodnoty jsou odečteny z tabulky z [7] pro střední teplotu vody 97,5°C.

$\lambda_v = 0,6757 [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$  Tepelná vodivost vody

$\rho_v = 971,8 [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$  Hustota vody

$\text{Pr}_v = 2,1295$  Prandtlovo číslo

$\eta_v = 342,395 \cdot 10^{-6} [\text{Pa} \cdot \text{s}]$  Dynamická viskozita

$w_v = 1 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$  Rychlost vody

### Reynoldsovo číslo

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{w_v \cdot d_2 \cdot \rho_v}{\eta_v} \\ \text{Re} &= \frac{1 \cdot 0,033 \cdot 971,8}{342,395 \cdot 10^{-6}} \\ \text{Re} &= 93661,999 \end{aligned} \quad (8.17)$$

### Korekční součinitel na teplotu média a stěny

$$C_t = 1$$

### Korekční součinitel na tvar trubky

je počítáno jen u prstencových potrubí, jinak  $C_d = 1$ ,

### Korekční koeficient na poměrnou délku trubek

pouze v případě, že  $\frac{l}{d} < 50$ , jinak  $C_l = 1$ .

### Výpočet součinitele přestupu tepla při podélném obtékání teplosměnné plochy podle vzorce

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \cdot \frac{\bar{\lambda}}{d_2} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \\ \alpha_2 &= 0,023 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,6757}{0,033} \cdot 93661,999^{0,8} \cdot 2,1295^{0,4} \\ \alpha_2 &= 6046,856 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \end{aligned} \quad (8.18)$$

### Součinitel přestupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (8.19)$$

Kde:

k...součinitel přestupu tepla  $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{86,329} + \frac{1}{6046,856}}$$

$$k = 85,114 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

### Velikost teplosměnné plochy

$$P = k \cdot S \cdot \Delta t \quad (8.20)$$

Kde:

k...součinitel přestupu tepla [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]

P...předaný tepelný výkon ze spalín[W]

S...velikost teplosměnné plochy[m<sup>2</sup>]

$\Delta t$ ...rozdíl teplot mezi teplotami na obou koncích výměníku tepla [°C]

$$S = \frac{P}{k \cdot \Delta t_{Stř}}$$

$$S = \frac{153198}{85,114 \cdot 105,52}$$

$$S = 17,058 [m^2]$$

### Celková délka trubek výměníku

Délku výměníku tepla volím .....1,7[m]

$$S = \pi \cdot d \cdot l \quad (8.21)$$

Kde

l...celková délka trubek výměníku [m]

S...velikost teplosměnné plochy[m<sup>2</sup>]

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d}$$

$$l = \frac{17,058}{\pi \cdot 0,038}$$

$$l = 142,96 [m]$$

Celková délka výměníku spaliny – voda 142,96[m].

## 8. 2 Návrh potrubí spaliny – voda

**Celkový počet trubek výměníku**

$$n = \frac{l}{L} [1] \quad (8.22)$$

Kde

l...celková délka trubek výměníku [m]

L...délka výměníku[m]

n...počet trubek dlouhých [m]

$$n = \frac{142,96}{1,7}$$

$$n = 84,09 \Rightarrow 85 \text{trubek}[1]$$

Volím na výkrese výměníku **82 trubek** z důvodu konstrukce.

Dle ČSN 13 1030 navrhují potrubí DN=800

Jmenovitý průměr      800 [mm]

Vnější průměr          820 [mm]

Vnitřní průměr        764 [mm]

Jmenovitý tlak          4 [Mpa]

Návrh průměru potrubí pro přívod a odvod spalin

$$V_{sp} = S \cdot w_{sp} [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$V_{sp} = \frac{\pi \cdot d_{sp}^2}{4} \cdot w_{sp} \Rightarrow d_{sp}$$

$$d_{sp} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{sp}}{\pi \cdot w_{sp}}} \quad (8.23)$$

$$d_{sp} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,429}{\pi \cdot 10}}$$

$$d_{sp} = 0,234[m]$$

Dle ČSN 13 1030 volím potrubí:

Jmenovitý průměr                      250 [mm]

Vnější průměr                        273 [mm]

Vnitřní průměr                        260 [mm]

Jmenovitý tlak                         4 [Mpa]

### **Návrh průměru potrubí pro přívod a odvod vody**

$$m_v = \rho_v \cdot S \cdot w_v \left[ \text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (8.24)$$

$m_v$  ... množství vody vypočteno z rovnice (8.7)

$$m_v = \rho_v \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot w_v \Rightarrow d_v$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot m_v}{\rho_v \cdot \pi \cdot w_v}}$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,768}{971,8 \cdot \pi \cdot 1}}$$

$$d_v = 0,032[m]$$

Dle ČSN 13 1030 volím potrubí:

Jmenovitý průměr                      40 [mm]

Vnější průměr                        44,5 [mm]

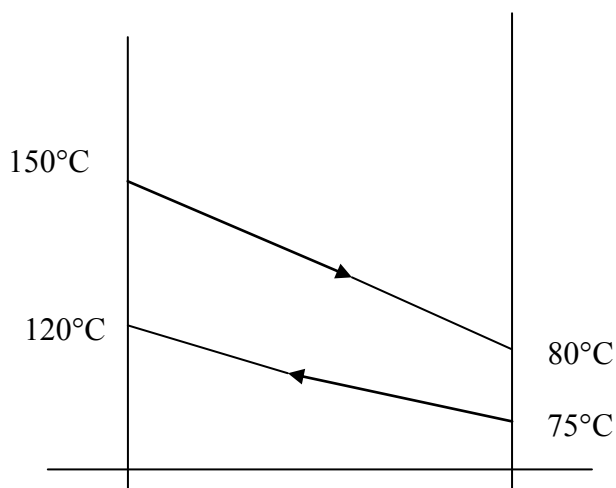
Vnitřní průměr                        39,5 [mm]

Jmenovitý                                4 [Mpa]

### 8. 3 Návrh výměníku tepla voda – voda

Postup výpočtu je obdobný viz kapitola 8.1

#### Průběh teplot ve výměníku voda-voda



(Obrázek č. 6)

Rozdíl teplot na pravé straně výměníku:

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_{v2} - t_{v1} \\ \Delta t_1 &= 80 - 75 \\ \Delta t_1 &= 5[^\circ\text{C}]\end{aligned}\tag{8.25}$$

Rozdíl teplot na levé straně výměníku:

$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= t_{v1} - t_{v2} \\ \Delta t_2 &= 150 - 120 \\ \Delta t_2 &= 30[^\circ\text{C}]\end{aligned}\tag{8.26}$$

**Střední logaritmický teplotní spád:**

$$\begin{aligned}\Delta t_{stř} &= \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \\ \Delta t_{stř} &= \frac{5 - 30}{\ln \frac{5}{30}} \\ \Delta t_{stř} &= 13,95[^\circ\text{C}]\end{aligned}\tag{8.27}$$

**Tepelný výkon chladicí vody:**

$$P_{chl} = P_B \cdot 0,3 \cdot 0,95 = 694,89 \cdot 0,3 \cdot 0,95 = 198,04[\text{kW}]\tag{8.28}$$

### Množství chladicí vody na primární straně výměníku

$$P_{chl} = m_{v_1} \cdot (i_{2vody} - i_{1vody}) \text{ [kW]}$$

$$m_{v_1} = \frac{P_{chl}}{(i_{1vody} - i_{2vody})} \quad (8.29)$$

$$m_{v_1} = \frac{198,04}{(632,2 - 334,9)} = 0,666 \text{ [kg.s}^{-1}\text{]}$$

Kde:

$i_{1vody}$  ... entalpie vody pro teplotu 150 °C=632,2 [kJ.kg<sup>-1</sup>] [7]

$i_{2vody}$  ... entalpie vody pro teplotu 80 °C=334,9[kJ.kg<sup>-1</sup>] [7]

### Množství chladicí vody na sekundární straně výměníku

$$m_{v_2} = \frac{P_{chl}}{(i_{1vody} - i_{2vody})}$$

$$m_{v_2} = \frac{198,04}{(503,7 - 314)} = 1,044 \text{ [kg.s}^{-1}\text{]} \quad (8.30)$$

Kde:

$i_{1vody}$  ... entalpie vody pro teplotu 120 °C=503,7 [kJ.kg<sup>-1</sup>] [7]

$i_{2vody}$  ... entalpie vody pro teplotu 75 °C=314 [kJ.kg<sup>-1</sup>] [7]

### Volba rozměrů vnitřních trubek

Volím potrubí DN 32,PN 40

D=0,038 m ...vnější průměr trubky

d=0,033 m ...vnitřní průměr trubky

Dle ČSN 13 1030 potrubí:

Jmenovitý průměr 32 mm

Vnější průměr 38 mm

Vnitřní průměr 33 mm

Jmenovitý tlak 4 Mpa

### Výpočet součinitele přestupu tepla pro příčné obtékání trubek

$$\alpha_1 = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\overline{\lambda_{sp}}}{d_1} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (8.31)$$

#### Hodnoty pro výpočet:

Hodnoty jsem určil pro střední teplotu vody 115°C [7]

$$\lambda_v = 68,525 \cdot 10^{-2} [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad \text{Tepelná vodivost vody}$$

$$\text{Pr}_{\text{vody}} = 1,708 [1] \quad \text{Prandtlovo číslo}$$

$$\eta_v = 275,735 \cdot 10^{-6} [\text{Pa} \cdot \text{s}] \quad \text{Dynamická viskozita}$$

$$w_v = 1 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{Rychlost vody}$$

$$\rho_v = 971,8 [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad \text{Hustota vody}$$

#### Reynoldsovo číslo

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{w_v \cdot d_2 \cdot \rho_v}{\eta_v} \\ \text{Re} &= \frac{1 \cdot 0,033 \cdot 971,8}{275,735 \cdot 10^{-6}} \\ \text{Re} &= 116305,15 \end{aligned} \quad (8.32)$$

**Rozmístění trubek:** (viz obrázek č. 5)

#### Poměrný příčný rozestup

$$\sigma_{pr} = (2 \text{ až } 4) \text{ volím } 2,9$$

**Příčná vzdálenost os trubek** (viz obr. č. 5)

$$\begin{aligned} S_{pr} &= \sigma_{pr} \cdot d_1 \\ S_{pr} &= 2,9 \cdot 0,038 \\ S_{pr} &= 0,110 [\text{m}] \end{aligned} \quad (8.33)$$

Volím příčnou vzdálenost os trubek **120[mm]**

#### Poměrný podélný rozestup

$$\sigma_{pz} = (1,7 \text{ až } 3) \text{ volím } 2,1$$



**Podélná vzdálenost os trubek** (viz obr. č. 5)

$$\begin{aligned} S_{pz} &= \sigma_{pz} \cdot d_1 \\ S_{pz} &= 2,1 \cdot 0,038 \\ S_{pz} &= 0,0798[mm] \end{aligned} \quad (8.34)$$

Volím podélnou vzdálenost os trubek **80[mm]**

**Poměrný úhlopříčný rozestup**

$$\begin{aligned} \sigma_{ip} &= \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{pr}^2 + \sigma_{pz}^2} \\ \sigma_{ip} &= \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 2,9^2 + 2,1^2} \\ \sigma_{ip} &= 3,045 \end{aligned} \quad (8.35)$$

**Závislost uspořádání trubek na součiniteli  $\phi_\sigma$**

$$\begin{aligned} \phi_\sigma &= \frac{\sigma_{pr} - 1}{\sigma_{ip} - 1} \\ \phi_\sigma &= \frac{2,9 - 1}{3,045 - 1} \\ \phi_\sigma &= 0,929 \end{aligned} \quad (8.36)$$

**Korekční součinitel podle uspořádání trubek  $C_s$  se pak volí:**

$$\begin{aligned} 0,1 &< \quad \Rightarrow \\ C_s &= 0,34 \cdot \phi_\sigma^{0,5} \\ C_s &= 0,34 \cdot 0,929^{0,5} \\ C_s &= 0,328 \end{aligned} \quad (8.37)$$

Korekční součinitel na počet řad  $C_z$  = volím 1

**Součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání trubek podle vzorce**

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= C_s \cdot C_z \cdot \frac{\overline{\lambda}_{sp}}{d_1} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \\ \alpha_1 &= 0,328 \cdot 1 \cdot \frac{68,525 \cdot 10^{-2}}{0,038} \cdot 116305,15^{0,6} \cdot 1,708^{0,33} \\ \alpha_1 &= 7727,16[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \end{aligned} \quad (8.38)$$

## Výpočet součinitele přestupu tepla při podélném obtékání teplosměnné plochy

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \frac{\bar{\lambda}}{d_2} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \left[ \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \right] \quad (8.39)$$

Hodnoty pro výpočet:

Všechny hodnoty jsou odečteny z tabulky z [7] pro střední teplotu vody 80°C.

$\lambda_v = 0,674 \left[ \text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \right]$	Tepelná vodivost vody
$\rho_v = 971,8 \left[ \text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \right]$	Hustota vody
$\text{Pr}_v = 2,21$	Prandtlovo číslo
$\eta_v = 355,1 \cdot 10^{-6} \left[ \text{Pa} \cdot \text{s} \right]$	Dynamická viskozita
$w_v = 1 \left[ \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \right]$	Rychlost vody

### Reynoldsovo číslo

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{w_v \cdot d_2 \cdot \rho_v}{\eta_v} \\ \text{Re} &= \frac{1 \cdot 0,033 \cdot 971,8}{355,1 \cdot 10^{-6}} \\ \text{Re} &= 90310,898 \end{aligned} \quad (8.40)$$

### Korekční součinitel na teplotu média a stěny

$$C_t = 1$$

### Korekční součinitel na tvar trubky

je počítáno jen u prstencových potrubí, jinak  $C_d = 1$ ,

### Korekční koeficient na poměrnou délku trubek

pouze v případě, že  $\frac{l}{d} \leq 50$ , jinak  $C_l = 1$ .

**Výpočet součinitele přestupu tepla při podélném obtékání teplosměnné plochy podle vzorce**

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \frac{\bar{\lambda}}{d_2} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,674}{0,033} \cdot 90310,898^{0,8} \cdot 2,21^{0,4} \quad (8.41)$$

$$\alpha_2 = 5945,972 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

**Součinitel přestupu tepla**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (8.42)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{7727,16} + \frac{1}{5945,972}}$$

$$k = 3360,27 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

**Velikost teplosměnné plochy**

$$P = k \cdot S \cdot \Delta t$$

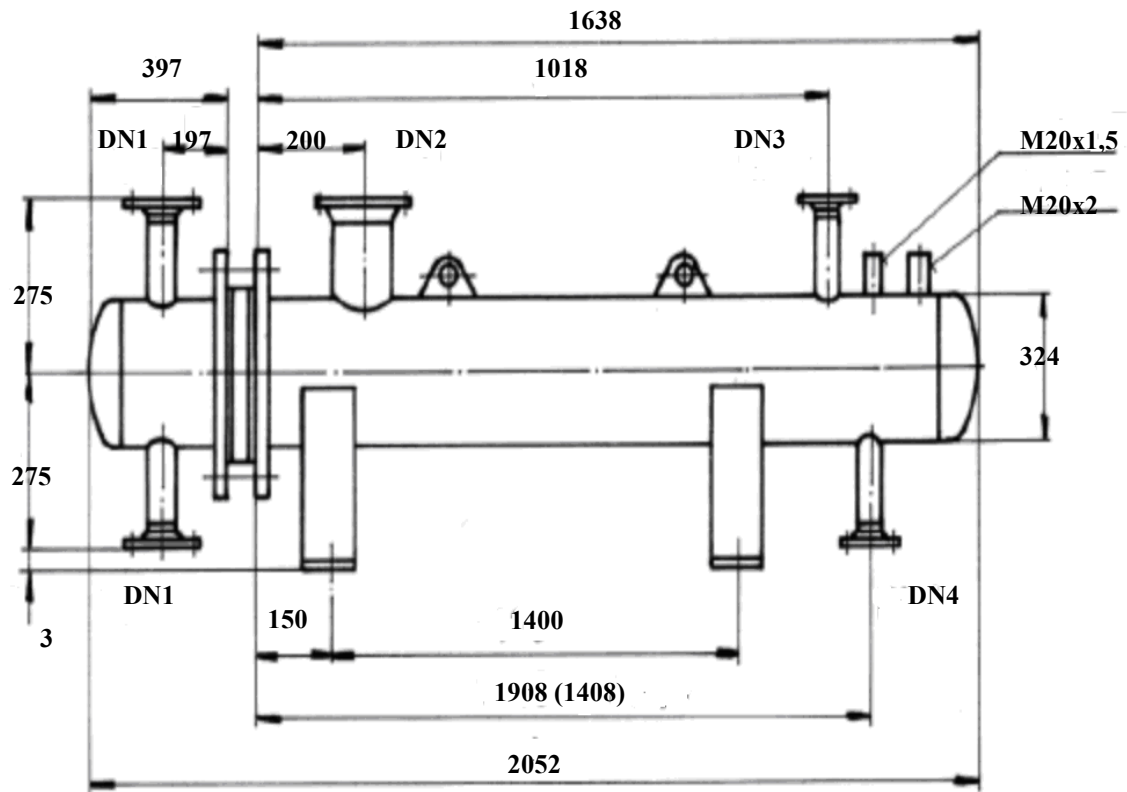
$$S = \frac{P}{k \cdot \Delta t_{Stř}}$$

$$S = \frac{198040}{3360,27 \cdot 13,95} \quad (8.43)$$

$$S = 4,22 [m^2]$$

Podle velikosti teplosměnné plochy volím výměník tepla typ **PV – 2 UH** od výrobce **PRESCONT s.r.o.**

## Výměník tepla typ PV - 2UH



(schéma č. 4) [11]

### Technické parametry výměníku tepla PV – 2 UH

D	S	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$	Hmotnost	Výkon
[mm]	[ $m^2$ ]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]	[kW]
324	4,5	65	125	50	25	220	600

(Tabulka č. 15) [11]

## 9. VÝPOČET TRUBKOVÉHO VÝMĚNÍKU TEPLA ZA SPALOVACÍ TURBÍNOU

Výpočet proběhl podle [6,7]

### 9.1 Technické výpočty výměníku spaliny-voda

**Průběh teplot ve výměníku:**

**Teplota spalin:**

Vstup:  $t_{sp1}=335^{\circ}\text{C}$  ...vstupní teplota spalin [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Výstup:  $t_{sp2}=150^{\circ}\text{C}$  ...výstupní teplota spalin [ $^{\circ}\text{C}$ ].

**Teplota vody:**

Vstup:  $t_{v1}=70^{\circ}\text{C}$  ...vstupní teplota vody [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Výstup:  $t_{v2}=90^{\circ}\text{C}$  ...výstupní teplota vody [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Rozdíl teplot na pravé straně výměníku:

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_{sp2} - t_{v1} \\ \Delta t_1 &= 150 - 70 \\ \Delta t_1 &= 80 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\tag{9.1}$$

Rozdíl teplot na levé straně výměníku:

$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= t_{sp1} - t_{v2} \\ \Delta t_2 &= 335 - 90 \\ \Delta t_2 &= 245 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\tag{9.2}$$

### **Střední logaritmický teplotní spád:**

$$\begin{aligned}\Delta t_{stř} &= \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \\ \Delta t_{stř} &= \frac{80 - 245}{\ln \frac{80}{245}} \\ \Delta t_{stř} &= 147,4 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\tag{9.3}$$

### **Výpočet objemu spalín:**

$$\begin{aligned}V_{sp} &= V_{pl} \cdot [V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vzd-\min}] \\ V_{sp} &= 0,034 \cdot [9,405 + (5,157-1) \cdot 5,357] \\ V_{sp} &= 1,077 [\text{m}^3 / \text{s}] \\ P_{SPAL} &= V_{sp} \cdot (i_{1SPAL} - i_{2SPAL}) \cdot \eta_V \\ P_{SPAL} &= 1,077 \cdot (550,31 - 223,275) \cdot 0,95 \\ P_{SPAL} &= 334,6 [\text{kW}]\end{aligned}\tag{9.4}$$

Kde:

$$\begin{aligned}i_{1SPAL} &\dots \text{entalpie spalín pro teplotu } 335^{\circ}\text{C} = 571,158 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \\ i_{2SPAL} &\dots \text{entalpie spalín pro teplotu } 150^{\circ}\text{C} = 223,275 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \\ \text{a, b} &\dots \text{náhradní funkce pro entalpie spalín} \\ i_{1SPAL} &= a \cdot t + b \cdot t^2 = 1,313 \cdot 335 + 0,00117 \cdot 335^2 = 571,158 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \\ i_{2SPAL} &= a \cdot t + b \cdot t^2 = 1,313 \cdot 150 + 0,00117 \cdot 150^2 = 223,275 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]\end{aligned}\tag{9.5}$$

### **Množství vody**

$$\begin{aligned}P_{SPAL} &= m_v \cdot (i_{2vody} - i_{1vody}) [kW] \\ m_v &= \frac{P_{SPAL}}{(i_{2vody} - i_{1vody})}\end{aligned}\tag{9.6}$$

$$m_v = \frac{334,6}{(377 - 293)} = 3,983 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Kde:  $i_{1\text{vody}}$  ...entalpie vody pro teplotu 70 °C=293 [kJ.kg<sup>-1</sup>] [7]

$i_{2\text{vody}}$  ...entalpie vody pro teplotu 90 °C=377 [kJ.kg<sup>-1</sup>] [7]

### Volba rozměrů vnitřních trubek

Volím potrubí DN 32,PN 40

D=0,038 m ...vnější průměr trubky

d=0,033 m ...vnitřní průměr trubky

Dle ČSN 13 1030 potrubí:

Jmenovitý průměr 32 mm

Vnější průměr 38 mm

Vnitřní průměr 33 mm

Jmenovitý tlak 4 Mpa

### Výpočet součinitele přestupu tepla pro příčné obtékání trubek

$$\alpha_1 = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\overline{\lambda_{sp}}}{d_1} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9.7)$$

### Hodnoty pro výpočet:

Hodnoty jsem určil pro střední teplotu spalin 242,5° podle[7].

$\lambda_{sp} = 3,742 \cdot 10^{-2} [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$  Tepelná vodivost spalin

$\text{Pr}_{sp} = 0,951 [1]$  Prandtlovo číslo

$\nu = 17,91 \cdot 10^{-6} [\text{Pa} \cdot \text{s}]$  Kinematická viskozita

$w_{sp} = 10 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$  Rychlost spalin

### Reynoldsovo číslo

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{w_{sp} \cdot d_1}{\nu} \\ \text{Re} &= \frac{10 \cdot 0,038}{17,91 \cdot 10^{-6}} \\ \text{Re} &= 21217,197[1] \end{aligned} \quad (9.8)$$

**Rozmístění trubek:** viz (obrázek č. 5)

### Poměrný příčný rozestup

$\sigma_{pr}$  - volí se 2 až 4, volím 2,9

**Příčná vzdálenost os trubek** (viz obr. č. 5)

viz rovnice (8.33)

Volím příčnou vzdálenost os trubek **120**[mm]

### Poměrný podélný rozestup

$\sigma_{pz}$  - volí se 1,7 až 3, volím 2,1

**Podélná vzdálenost os trubek** (viz obr. č. 5)

viz rovnice (8.34)

Volím podélnou vzdálenost os trubek **80**[mm]

### Poměrný úhlopříčný rozestup

viz rovnice (8.35)

**Závislost uspořádání trubek na součiniteli  $\phi_\sigma$**

Viz rovnice (8.36)

**Korekční součinitel podle uspořádání trubek  $C_s$  se pak volí:**

Viz rovnice (8.37)

Korekční součinitel na počet řad  $C_z$  = volím 1



### Součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání trubek podle vzorce

$$\alpha_1 = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\overline{\lambda}_{sp}}{d_1} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33}$$
$$\alpha_1 = 0,328 \cdot 1 \cdot \frac{3,742 \cdot 10^{-2}}{0,038} \cdot 21217,197^{0,6} \cdot 0,951^{0,33} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9.9)$$
$$\alpha_1 = 125,32 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

### Výpočet součinitele přestupu tepla při podélném obtékání teplosměnné plochy

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \cdot \frac{\overline{\lambda}}{d_2} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9.10)$$

### Hodnoty pro výpočet:

Všechny hodnoty jsou z tabulky z [7] pro střední teplotu vody 80°C.

$\lambda_v = 0,674 [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	Tepelná vodivost vody
$\rho_v = 971,8 [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Hustota vody
$\text{Pr}_v = 2,21$	Prandtlovo číslo
$\eta_v = 355,1 \cdot 10^{-6} [\text{Pa} \cdot \text{s}]$	Dynamická viskozita
$w_v = 1 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rychlost vody

### Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = \frac{w_v \cdot d_2 \cdot \rho_v}{\eta_v}$$
$$\text{Re} = \frac{1 \cdot 0,033 \cdot 971,8}{355,1 \cdot 10^{-6}} \quad (9.11)$$
$$\text{Re} = 90310,898$$

### Korekční součinitel na teplotu média a stěny

$$C_t = 1$$

### Korekční součinitel na tvar trubky

je počítáno jen u prstencových potrubí, jinak  $C_d = 1$ ,

### Korekční koeficient na poměrnou délku trubek

pouze v případě, že  $\frac{l}{d} \leq 50$ , jinak  $C_l = 1$ .

### Výpočet součinitele přestupu tepla při podélném obtékání teplosměnné plochy podle vzorce

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \cdot \frac{\bar{\lambda}}{d_2} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \\ \alpha_2 &= 0,023 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,674}{0,033} \cdot 90310,898^{0,8} \cdot 2,21^{0,4} \\ \alpha_2 &= 5945,972 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]\end{aligned}\tag{9.12}$$

### Součinitel přestupu tepla

$$\begin{aligned}k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \\ k &= \frac{1}{\frac{1}{125,32} + \frac{1}{5945,972}} \\ k &= 122,73 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]\end{aligned}\tag{9.13}$$

### Velikost teplosměnné plochy

$$\begin{aligned}P &= k \cdot S \cdot \Delta t \\ S &= \frac{P}{k \cdot \Delta t_{Stř}} \\ S &= \frac{334600}{122,73 \cdot 147,4} \\ S &= 18,5 [m^2]\end{aligned}\tag{9.14}$$

### Celková délka trubek výměníku

Délku výměníku tepla volím ...2 [m]

$$S = \pi \cdot d \cdot l$$

$$\begin{aligned}
l &= \frac{S}{\pi \cdot d} \\
l &= \frac{18,5}{\pi \cdot 0,038} \\
l &= 155,045[m]
\end{aligned}
\tag{9.15}$$

Celková délka výměníku spaliny – voda **155,1[m]**.

## 9. 2 Návrh potrubí spaliny – voda

**Celkový počet trubek výměníku**

$$\begin{aligned}
n &= \frac{l}{L} [1] \\
n &= \frac{155,1}{2} \\
n &= 77,55 \Rightarrow 78 \text{trubek} [1]
\end{aligned}
\tag{9.16}$$

Dle ČSN 13 1030 navrhují potrubí DN=800

Jmenovitý průměr	800 [mm]
Vnější průměr	820 [mm]
Vnitřní průměr	764 [mm]
Jmenovitý tlak	4 [Mpa]

**Návrh průměru potrubí pro přívod a odvod spalin**

$$V_{sp} = S \cdot w_{sp} [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Výpočet proběhl stejně viz rovnice (8.23)

$$d_{sp} = 0,370[m] \tag{9.17}$$

Dle ČSN 13 1030 volím potrubí:

Jmenovitý průměr	400 [mm]
Vnější průměr	426 [mm]
Vnitřní průměr	394 [mm]
Jmenovitý tlak	4 [Mpa]

#### **Návrh průměru pro přívod a odvod vody**

$$m_v = \rho_v \cdot S \cdot w_v \left[ \text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right]$$

$m_v$  ... množství vody vypočteno z rovnice (9.5)

Výpočet proběhl stejně viz rovnice (8.24)

$$d_v = 0,072[m]$$

Dle ČSN 13 1030 volím potrubí:

Jmenovitý průměr	80 [mm]
Vnější průměr	88 [mm]
Vnitřní průměr	82 [mm]
Jmenovitý tlak	4 [Mpa]

Navrhují trubkový výměník tepla se 78 trubkami o celkové délce 155,1 m.

# 10. POROVNÁNÍ PALIVO ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI TŘÍ VARIANT KOGENERAČNÍCH JEDNOTEK

V této kapitole se zabývám problematikou palivoenergetické náročnosti uvedených tří způsobů využití pyrolýzního plynu a produkce  $CO_2$  proti oddělené výrobě tepla a elektrické energie.

## Způsoby využití pyrolýzního plynu:

1. Protitlaková turbína
2. Spalovací turbína
3. Spalovací motor

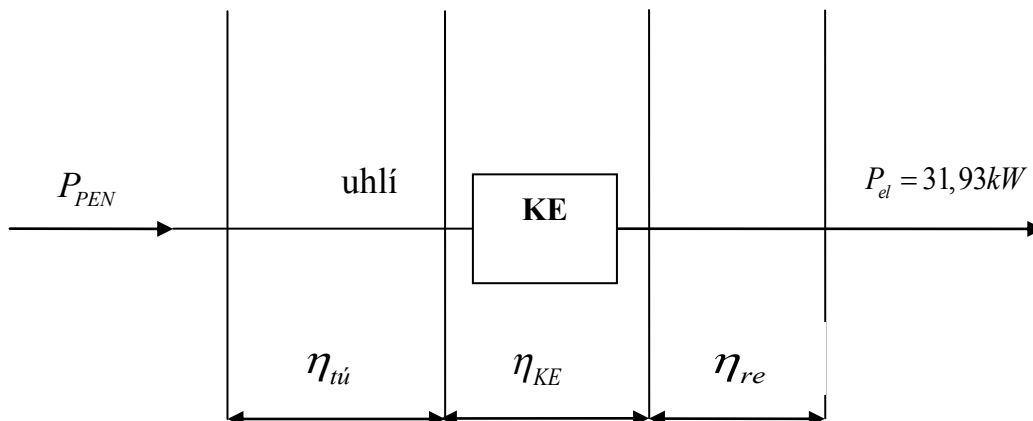
## Zadané a vypočtené parametry:

	označení	Jednotka	1.	2.	3.
množství plynu	$V_{pl}$	$m^3 / s$	0,034	0,034	0,034
výhřevnost pyrolýzního plynu	$Q_i$	$kJ / m_N^3$	20438,1	20438,1	20438,1
elektrická účinnost	$\eta_{el}$	-	0,046	0,1798	0,383
tepelná účinnost	$\eta_t$	-	0,805	0,482	0,541
celková účinnost	$\eta_c$	-	0,851	0,6618	0,924
výkon v palivu	$P_b$	$kW$	694,90	694,90	694,90
elektrický výkon	$P_{el}$	$kW$	31,93	124,46	266,30
tepelný výkon	$P_t$	$kW$	559,39	334,61	376,10
výhřevnost uhlí	$Q_{iu}$	$kJ / kg$	27500	27500	27500
obsah $CO_2$ v uhlí	$\varpi_{CO_2}$	$kg / kWh$	0,344	0,344	0,344
obsah $CO_2$ v pyrolýzním plynu	$\mu_{CO_2}$	$kg / kWh$	0,283	0,283	0,283
účinnost rozvodu elektřiny	$\eta_{re}$	-	0,9	0,9	0,9
účinnost elektrárny	$\eta_{KE}$	-	0,35	0,35	0,35
účinnost těžby a úpravy uhlí	$\eta_{tu}$	-	1	1	1

(tabulka č. 16)

## 10.1 Oddělená výroba elektrické energie v kondenzační elektrárně

### 1. Kondenzační elektrárna (KE)



#### Varianta A

(Schéma kondenzační elektrárny č. 5)

Palivoenergetická náročnost v PEZ

$$P_{PEN} = \frac{P_{el}}{\eta_{tu} \cdot \eta_{KE} \cdot \eta_{RE}} = \frac{31,93}{0,9 \cdot 0,35 \cdot 0,9} = 112,8 [kW] \quad (10.1)$$

Energie v uhlí do kondenzační elektrárny

$$Q_{KE} = \frac{P_{el}}{\eta_c} = \frac{31,93}{0,315} = 101,4 [kW] \quad (10.2)$$

Spotřeba uhlí do (KE) za hodinu

$$m_u = \frac{P_{KE} \cdot 3600}{Q_{iu}} = \frac{101,4 \cdot 3600}{27500} = 13,3 [kg / h] \quad (10.3)$$

Výpočet produkce  $CO_2$

$$\text{v 1 kg uhlí: } m_{CO_2} = \frac{27500}{3600} \cdot \omega_{CO_2} = \frac{27500}{3600} \cdot 0,344 = 2,628 [kg / kg_{uhlí}] \quad (10.4)$$

v  $1 m^3$  pyrolyzního plynu:

$$m_{PP} = \frac{20438}{3600} \cdot \omega_{CO_2} = \frac{20438}{3600} \cdot 0,283 = 1,607 [kg / kg_{pyr. plynu}] \quad (10.5)$$

$$P_{EK} = \frac{P_{el}}{\eta_{RE}} = \frac{31,93}{0,9} = 35,478[kW] \quad (10.6)$$

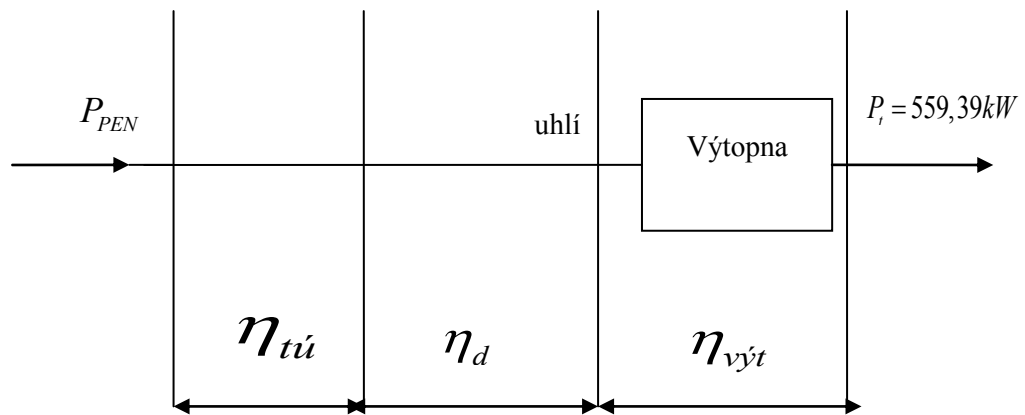
Množství  $CO_2$

$$m_{CO_2,1} = P_{ek} \cdot 0,66 = 23,4[kg / h] \quad (10.7)$$

Obsah  $CO_2$  ve spalínách

$$m_{CO_2} = P_{ek} \cdot 0,66 = 23,4[kg / h] \quad (10.8)$$

## 2. Výtopna



(Schéma kondenzační elektrárny č. 6)

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_{výt} \cdot \eta_d = 0,79 \cdot 0,96 = 0,758[-] \quad (10.9)$$

Poměrná energetická náročnost

$$E_E = \frac{1}{\eta_c} = \frac{1}{0,758} = 1,319[-] \quad (10.10)$$

Spotřeba PEZ

$$P_{PEZ2} = \frac{P_t}{\eta_c} = \frac{559,39}{0,759} = 737,59[kW] \quad (10.11)$$

Spotřeba uhlí

$$m_{p2} = \frac{P_{PEZ2} \cdot 3600}{Q_{iu}} = \frac{737,59 \cdot 3600}{27500} = 96,6 [kg / h] \quad (10.12)$$

Množství  $CO_2$

$$m_{CO_2,1} = m_{p2} \cdot m_{CO_2} = 96,6 \cdot 2,628 = 253,7 [kg / h] \quad (10.13)$$

### 3. Celkem oddělená výroba elektrické energie a tepla

Celková spotřeba uhlí

$$m_{ps} = m_{p1} + m_{p2} = 13,3 + 96,6 = 109,8 [kg / h] \quad (10.14)$$

Palivoenergetická náročnost

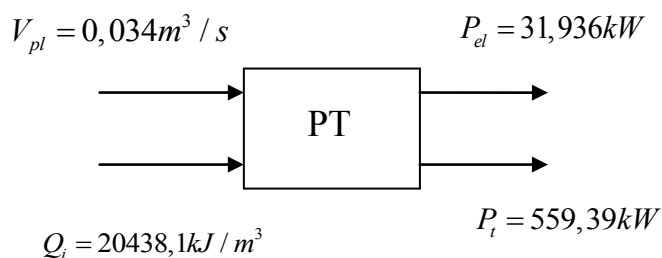
$$Q_{PEZS} = Q_{PEZ1} + Q_{PEZ2} = 101,4 + 737,59 = 838,95 [kWh] \quad (10.15)$$

Množství  $CO_2$  ve spalínách

$$m_{CO_2,S} = m_{CO_2,1} + m_{CO_2,2} = 23,4 + 253,7 = 277,1 [kg / h] \quad (10.16)$$

## 10.2 Využití pyrolýzního plynu v kogeneraci

### 1. Kogenerace s protitlakovou turbínou



(Schéma č. 7)

Příkon v pyrolýzním plynu

$$P_p = V_{pl} \cdot Q_i = 0,034 \cdot 20438,1 = 694,89 [kW] \quad (10.17)$$



Příkon v DEZ odpovídá příkonu v  $P_{PEN} = 694,89[kW]$

Energie paliva na vstupu do elektrárny

$$P_{PEZ3} = \frac{P_p}{\eta_{Rp}} = \frac{694,89}{0,9} = 772,1[kW] \quad (10.18)$$

Množství  $CO_2$  ve spalinách

$$m_{CO_2,2} = V_{pl} \cdot m_{pp} \cdot 3600 = 0,034 \cdot 1,607 \cdot 3600 = 196,654[kg / h] \quad (10.19)$$

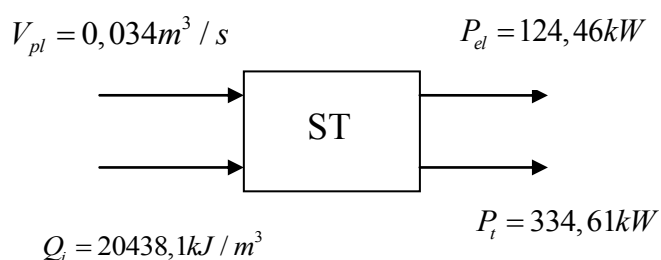
### Porovnání s oddělenou výrobou energie a tepla

Oddělená výroba	838,95[kW]	
Kogenerace v PT	694,89[kW]	
Úspora	144,06[kW]	
Podíl úspory	$\frac{144,06}{838,95} \cdot 100 = 17,17[\%]$	(10.20)

### Obsah $CO_2$ ve spalinách

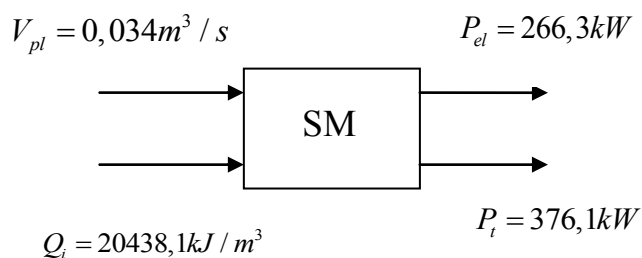
Oddělená výroba	277,1[kg / h]	
Kogenerace v PT	196,654[kg / h]	
Snížení	80,446[kg / h]	
% podíl	$\frac{80,446}{277,1} \cdot 100 = 29,03[\%]$	(10.21)

## 2. Kogenerace se spalovací turbínou



(Schéma č. 8)

### 3. Kogenerace se spalovacím motorem



(Schéma č. 9)

Výpočet je obdobný jako u varianty kogenerace s protitlakovou turbínou.

Výsledky jsou uvedeny v tabulce č. 16

#### Porovnání jednotlivých variant KVET s oddělenou výrobou elektrické energie a tepla

##### Vypočtené hodnoty pro jednotlivé varianty:

1. Kogenerace s protitlakovou turbínou
2. Kogenerace se spalovací turbínou
3. Kogenerace se spalovacím motorem

Oddělená výroba:					
Výroba elektřiny v kondenzační elektrárně:					
			1	2	3
účinnost rozvodu elektřiny	$\eta_{re}$	-	0,9	0,9	0,9
účinnost elektrárny	$\eta_{KE}$	-	0,35	0,35	0,35
účinnost těžby a úpravy uhlí	$\eta_{tú}$	-	1	1	1
palivoenergetická náročnost (PEN)	PEZ	kW	101,4	395,1	845,4
spotřeba uhlí	$m_u$	kg/h	13,3	51,7	110,7

množství $CO_2$	$m_{CO_2}$	kg/h	23,4	91,3	195,3
<b>výroba tepla z výtopny:</b>					
účinnost výtopny	$\eta_{výt}$	-	0,79	0,79	0,79
účinnost dopravy uhlí do výtopny	$\eta_d$	-	0,96	0,96	0,96
účinnost těžby a úpravy uhlí	$\eta_{ti}$	-	1	1	1
palivoenergetická náročnost	PEZ	kW	737,59	441,20	495,91
spotřeba uhlí	$m_u$	kg/h	96,6	57,8	64,9
množství $CO_2$	$m_{CO_2}$	kg/h	253,7	151,8	170,6
<b>společně elektrárna a teplárna:</b>					
palivoenergetická náročnost (PEN)	PEZ	kW	838,96	836,30	1341,3
množství $CO_2$	$m_{CO_2}$	kg/h	277,1	243,0	365,9
<b>Kombinovaná výroba elektrické energie a tepla (KVET)</b>					
palivoenergetická náročnost (PEN)	PEZ	kW	772,106	772,106	772,106
účinnost rozvodu plynu		-	0,9	0,9	0,9
množství $CO_2$	$m_{CO_2}$	kg/h	196,655	196,655	196,655
snížení PEN proti oddělené výrobě	DPEZ	%	17,2	16,9	48,2
snížení množství $CO_2$ proti odd. výrobě	$Dm_{CO_2}$	%	29,0	19,1	46,3

(tabulka č. 17)

Palivoenergetickou náročnost uvedených tří způsobů využití pyrolýzního plynu. Nejlépe vyhovuje kogenerace se spalovacím motorem.

## 11. ZÁVĚR

Náplní diplomové práce je zpracování organických odpadů pyrolýzou a energetické využití v rámci kombinované výroby elektrické energie a tepla.

V úvodu práce popisují rozdělení druhotných zdrojů a jejich využití, odpady vhodné ke zpracování a krátce se zmiňují o zařízení, které slouží k výrobě pyrolýzního plynu. V praktické části počítám pro zadané složení pyrolýzního plynu výhřevnost, která mi vyšla  $20438,1 \text{ kJ} / \text{m}^3$ . Pomocí spalovacích rovnic jsem určil minimální množství vzduchu, spalín a jejich složení. Hlavním úkolem práce bylo pro zadané hodnoty pyrolýzního plynu navrhnout kogenerační jednotky se spalovacím motorem, spalovací turbínou a protitlakovou turbínou. Před navržením daných variant řešení kogenerace se věnuji obecnému popisu KVET, popisují kogenerační technologie, uvádím výhody a nevýhody problematiky.

První variantou řešení je spalovací motor, který jsem navrhl a pak následně početně zkontroloval. Navržený motor TEDOM 260 CATERPILLAR vyhovuje. V další kapitole jsem se věnoval návrhu spalovací turbíny. Podle čistého elektrického výkonu  $P_d = 124,5 [\text{kW}]$  jsem navrhl plynovou mikroturbínu Capstone C200. Poslední variantou byl návrh protitlakové parní turbíny. Zvolil jsem univerzální středotlaký parní kotel KU od výrobce POLYCOMP a vysokootáčkový turbogenerátor HSTG-150 od stejného výrobce.

Pro kogenerační jednotku se spalovacím motorem jsem navrhl a spočetl v paralelním provedení výměníky tepla spaliny-voda a voda-voda. Celková délka výměníku tepla spaliny voda je 143 m a počet trubek 82. Součástí mé práce je sestavní výkres trubkového výměníku tepla. Výměníku voda – voda jsem podle teplosměnné plochy určil typ PV2 – UH a schématicky nakreslil. Pro spalovací turbínu jsem také navrhoval tepelný výměník spaliny-voda.

Na závěr jsem porovnal palivoenergetickou náročnost uvedených tří způsobů využití pyrolýzního plynu a produkce  $\text{CO}_2$  proti oddělené výrobě tepla a elektrické energie. Nejlépe vyhovuje kogenerace se spalovacím motorem.

## 12. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KYSELA, L.; *Využití druhotných energetických zdrojů*. (poznámky k přednáškám). Katedra energetiky. VŠB – TU Ostrava, 2007, 46s.
- [2] KYSELA, L.; TOMČALA, J. *Ekonomika v energetice*. VŠB – TU Ostrava, 2000, 64s.
- [3] KYSELA, L.; TOMČALA, J. *Spalovací motor I*. VŠB – TU Ostrava, 2003.
- [4] KRBEK, J.; POLESNÝ, B. *Kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Vydal PC-DIR Brno 1999, 113s.
- [5] KRBEK, J.; POLESNÝ, B. *Kogenerační jednotky zřizování a provoz*. 1.vyd. Praha: Gas, 2007, 201s.
- [6] DLOUHÝ, T.; *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. 2.vyd. Praha: ČVUT, 2007. 212s.
- [7] KADLEC, Z.; *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. VŠB – TU Ostrava, 2009, 100s.

### Informační zdroje na internetových stránkách:

- [8] Internetový portál: [www.strobo.cz](http://www.strobo.cz)  
Pyrolýzní zpracování odpadů
- [9] Internetový portál: [www.gascontrol.cz](http://www.gascontrol.cz)  
Spalovací mikroturbíny

- [10] Internetový portál: [www.polycomp.cz](http://www.polycomp.cz)  
Univerzální středotlaké parní kotle
- [11] Internetový portál: [www.prescont.cz](http://www.prescont.cz)  
Výměníky ležaté
- [12] Internetový portál: [www.ecocz.c](http://www.ecocz.c)  
Technologie zpracování organických surovin a odpadů využitím  
pyrolýzy

## **13. PŘÍLOHY**

### **Příloha č. 1**

**Konstrukční návrh výměníku tepla spaliny – voda**

### **Příloha č. 2**

**Schéma technologie zpracování organických surovin a odpadů využitím pyrolýzy**